

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta mechatroniky, informatiky a mezioborových inženýrských studií

Studijní program: P 2612 Elektrotechnika a informatika

Studijní obor: 2612V045 Technická kybernetika

**Metodika aplikací elektronických vaček
v pohonech pracovních členů mechanismů výrobních strojů**

**Methodology of electronic cam applications
in drives of working links of mechanisms of processing machines**

Disertační práce



Pracoviště: Ústav mechatroniky a technické informatiky
Fakulta mechatroniky, informatiky a mezioborových inženýrských studií
Technická univerzita v Liberci
Autor: Ing. Petr Jirásko
Školitel: Doc. Ing. Pavel Rydlo, Ph.D.

Liberec 10.4.2010

Ing. Petr Jirásko

Prohlášení

Disertační práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím disertační práce.

V Liberci, dne 10.4.2010

Podpis:

Anotace

Z pohledu strojařských aplikací pohonů pracovních členů mechanismů je termínem *elektronická vačka* myšleno takové použití servomotoru (jako výkonného silového členu), které je alternativní ke klasickým vačkovým pohonům pracovních členů. Problematika této alternativy ke klasickým pohonům však není systematicky zpracována, neboť rozsah aplikací je obrovský s mnoha specifickými požadavky (např. silové neperiodické-krokové pohyby, parametrizace a variabilní změna zdvihových závislostí pracovních členů mechanismů, minimalizace reziduálních kmitů apod.).

Cílem a přínosem disertační práce je stanovení metodiky, resp. kritérií, podle kterých lze elektronické vačky za určitých podmínek aplikovat stejným či podobným způsobem jako klasické vačkové mechanismy. Jde o nalezení charakteristických vlastností elektronických vaček a vymezení oblastí jejich použitelnosti oproti klasickým vačkovým systémům. Vychází se ze stejných požadavků, kterými jsou *zdvihové závislosti* pracovních členů mechanismů. Tyto zdvihové závislosti jsou charakterizovány svými derivacemi (0., 1. a 2. derivace v závislosti na poloze virtuálního hřídele). Zdvihová závislost elektronické vačky transformovaná úhlovou rychlostí a zrychlením virtuálního hřídele je teoretická *pohybová funkce*. Rozdíl mezi požadovanou teoretickou a skutečnou pohybovou funkcí je *polohová přesnost pohybové funkce* elektronické vačky. Jedním z cílů aplikací elektronických vaček je dosáhnout co nejlepší shody teoretické pohybové funkce se skutečnou na hřídeli servomotoru. Jak tohoto cíle dosáhnout a s jakými výsledky je závislé na použitém HW a SW výrobce elektronických vaček a typu aplikace. V disertační práci je příkladně použit HW a SW japonské firmy Yaskawa, předního světového výrobce elektronických vaček. *Metodika* je postavena obecně, a to na základě odpovídající fyzikální podstaty obou vačkových systémů (klasického a elektronického) se zdůrazněním odlišností z pohledu poddajných členů kinematického řetězce od vstupu (od vstupní kinematiky rotačního pohybu) přes buzení pohybovou funkcí až k výstupnímu pracovnímu členu. Výsledkem je *kinetostatický a dynamický* návrh elektronické vačky včetně návrhu *mechatronického diferenciálního mechanismu*, který rozšiřuje aplikační možnosti elektronických vaček.

S aplikacemi elektronických vaček úzce souvisí vlastní *řídící systém*. Tím je softwarová realizace zdvihové závislosti v systému elektronické vačky a místo této realizace v kontextu celého řídicího systému stroje (vstupy/výstupy, komunikace, nadřazené systémy apod.). Použité HW a SW prostředky firmy Yaskawa jsou k metodickému popisu vhodné, neboť výrobce neurčuje koncepci realizace, pouze poskytuje vynikající SW prostředí pro vývoj systému s přístupem na HW prostředky příslušné konfigurace.

Klíčová slova:

vačkový mechanismus, elektronická vačka, převodový mechanismus, pracovní člen, zdvihová závislost, pohybová funkce, polohová přesnost, servomotor, kontroler, řídicí systém, poddajnost mechanického systému, reziduální kmit, reziduální spektra zdvihových závislostí, kinetostatický výpočet, diferenciální mechatronický pohonný systém.

Annotation

From the point of view of engineering applications for drives of working links of mechanisms the term *electronic cam* has been understood as a servomotor usage (power force link) that is an alternative to conventional cam drives of the working links. This alternative to the conventional drives has not been systematically worked up because of a great application range with many unique requirements (e.g. force non-periodical step motions, parameterization and variable change of displacements of working links of mechanisms, minimization of residual vibrations etc.)

The principal aim and contribution of the thesis there is to determine the methodology or criteria respectively according to which it is possible to apply the electronic cams under certain conditions in the same or similar way as the conventional cam mechanisms. The characteristic properties of the electronic cams are to be found and their end use in comparison with the conventional cam systems to be specified as well. The starting point there are the same requirements, i.e. *displacements* of the working links of mechanisms. These displacements have been characterized by their derivatives (0., 1. and 2. derivative in dependence on the virtual shaft position). The displacement of the electronic cam being transformed by the angular velocity and acceleration of the virtual shaft is the theoretical *motion function*. The difference between the required theoretical and actual motion function is *the positional accuracy of the motion function* of the electronic cam. One of the aims of the electronic cam applications there is to achieve the best conformity of the theoretical and actual motion function on the servomotor shaft. How it is possible to achieve this aim and what results can be expected it depends on HW and SW being used by the manufacturer of the electronic cams and the type of application as well. In the thesis there are used HW and SW of Yaskawa Company, Japan, one of the world leaders in the field of electronic cams. The *methodology* has been stated in general, i.e. based on physical fundamentals of both cam systems (conventional and electronic one). The differences have been stressed out from the point of view of flexible links of the kinematic chain from input (input kinematic of rotary motion) over excitation by motion function up to output working link. The result is then a *kinetostatic* and *dynamic* proposal of the electronic cam including a *mechatronic differential mechanism* that extends applying possibilities of the electronic cams.

The electronic cam applications are in a close connection with the *control system* alone. It is the software realisation of the displacement in the system of the electronic cam and the place of this realisation within the context of the entire control system of the machine (inputs/outputs, communication, higher-level systems etc.) The used HW and SW aids of Yaskawa Company are suitable for the methodical description because the manufacturer does not determine the realization conception. He delivers only an excellent SW environment for the system development with access to the HW aids of appropriate configuration.

Keywords:

cam mechanism, electronic cam, transfer mechanism, working link, displacement, motion function, positional accuracy, servomotor, controller, control system, flexibility of mechanical system, residual vibrations, residual spectra of displacements, kinetostatic calculation, differential mechatronic driving system

Předmluva

Od ukončení mého studia na fakultě strojní VŠST Liberec v roce 1980 (specializace konstrukce textilních strojů s individuálním studiem aplikované mechaniky) jsem se ve všech svých profesních aktivitách zabýval problematikou související s klasickými a elektronickými vačkami. Tato činnost byla vždy úzce spojena s *Výzkumným ústavem textilních strojů Liberec, a.s. (VÚTS, a.s.)*. V oblasti klasických vaček jsem prošel *všemi* etapami, které se podílejí na realizaci vaček v aplikacích (technologie a TPV vaček, výroba vaček technologiemi frézování a broušení, CNC programování, kinetostatické výpočty vaček, vývoj a programování software pro výpočty vaček, konstrukce vačkových mechanismů). Problematiku elektronických vaček jsem začal studovat v souvislosti s projektem *EUREKA* v roce 2003, jehož hlavním záměrem byl výzkum a možnosti aplikací zdvihových závislostí elektronických vaček. V navazujícím a probíhajícím projektu *TANDEM II* je problematika zdvihových závislostí rozšířena o aplikace elektronických vaček a s tím související vlastní řídicí systémy včetně řídicích systémů celých strojů. Tato moje dlouhodobá činnost v problematice „vaček“ má u mě za důsledek sjednocující pohled na tuto oblast, v které se v hlavních rysech neodlišují klasické a elektronické vačkové systémy ve svých aplikacích, protože oba slouží jednomu účelu, a to *pohonu pracovních členů* mechanismů výrobních a manipulačních strojů. Z tohoto důvodu nelze klasické a elektronické vačky od sebe oddělit, ale naopak je spojit do jedné odborné *mechatronické* oblasti s výše definovaným účelem. Tato oblast je ovšem velmi rozsáhlá a komplikovaná. Takto zjednodušeně definovaná *mechatronika pohonů* pracovních členů mechanismů má za úkol *řešit* např.:

- koncepce pohonů výrobních mechanismů včetně řídicích systémů nových strojů, koncepce komunikace a sběru dat
- modernizace strojů a mechanismů, včetně systémové integrace elektronických vaček do nadřazených systémů strojů
- koncepce strojů pro hromadnou a malosériovou výrobu, elementy pevné a pružné automatizace
- dynamiku zdvihových závislostí a mechanismů s poddajnými členy, potlačování parazitního (reziduálního) kmitání
- samotný vývoj řídicích systémů
- virtuální modelování mechatronických systémů

K nastíněnému sjednocujícímu pohledu rovněž nepřispívá rozdílné vzdělávání (specializace) na technických univerzitách. Praxe ukazuje, že absolventi elektrotechnických, strojních a mechatronických fakult tuto oblast nevnímají souhrnně. Např. spojitost mezi parametry regulátorů servopohonu a kinematickými veličinami zdvihové závislosti, zvláště druhé derivace, je vcelku neznámá. Podobných souvislostí je mnoho. Disertační práce má za cíl *přispět* ke sjednocujícímu pohledu na takto definovanou *mechatronickou problematiku* oblasti *pohonů pracovních členů* výrobních strojů. Uvědomuji si, že v tak obrovském množství variant aplikací klasických a elektronických vačkových systémů jde o nesnadný úkol a teprve rozsáhlá praxe v aplikacích elektronických vaček ukáže, do jaké míry byl cíl disertační práce splněn.

Moje poděkování v první řadě patří Doc. Ing. V. Jáčovi, CSc., který svojí vynikající výukou technické mechaniky na VŠST Liberec ve mně vzbudil zájem o tento obor. Dnešních dnů se bohužel nedožil.

Prof. Ing. M. Václavíkovi, CSc. a Ing. Z. Kolocovi, CSc. patří můj dík za vytvořené tvůrčí prostředí ve VÚTS, a.s. za celou dlouhou a plodnou dobu naší vzájemné spolupráce.

Dále děkuji mému školiteli Doc. Ing. P. Rydlovi, Ph.D., s kterým dlouhodobě spolupracuji na řešení úkolů projektu *TANDEM II* a který byl iniciátorem mého doktorského studia.

Rovněž si velmi cením a děkuji Prof. Ing. J. Skalloví, CSc., který mi poskytl a poskytuje pomoc při řešení mnoha problémů v souvislosti s projekty *EUREKA* a *TANDEM II*.

Poděkování rovněž patří Ing. J. Kondrovi, CSc., který mě přivedl k problematice elektronických vaček Yaskawa a je v této oblasti mým blízkým spolupracovníkem.

Poslední poděkování patří nadaci CZECH TECHNICAL UNIVERSITY MEDIA LABORATORY, jejíž hmotná podpora významně urychlila ukončení disertační práce především s pomocí HW a SW, který jsem mohl prostřednictvím nadace využívat. V posledním roce jsem byl schopen velmi intenzivně a produktivně na problematice pracovat v domácím prostředí a nebyly tak narušeny moje pracovní povinnosti ve VÚTS, a.s.

Na úplný závěr se omlouvám recenzentům za možná příliš velký objem disertační práce. Chtěl bych ale podotknout, že jsem se snažil ve velké míře použít grafických výrazových prostředků a výsledků měření a přispět tak k větší míře srozumitelnosti. Věřím však, že tato skutečnost není na závadu, protože problematika disertační práce si tuto zvýšenou pozornost zaslouhuje.

V Liberci, 10. 4. 2010

Ing. Petr Jirásko

Obsah

Anotace	5
Annotation.....	6
Předmluva	7
1. Úvod.....	12
1.1 Přehled stavu problematiky pohonů pracovních členů mechanismů	12
1.2 Cíle disertační práce.....	15
1.2.1 Dílčí cíle disertační práce	16
1.3 Členění disertační práce	16
1.4 Klasické vačkové mechanismy realizující periodické zdvihové závislosti	19
1.5 Klasické vačkové mechanismy realizující neperiodické zdvihové závislosti	26
1.6 Výroba vaček	27
1.7 Mechanismy s elektronickou vačkou	29
2. Zdvihové závislosti a řešení vačkových mechanismů.....	32
2.1 Zdvihová závislost, pohybová funkce	
a polohová přesnost pohybové funkce elektronické vačky	32
2.2 Kinematická analýza a syntéza vačkových mechanismů	32
2.3 Zdvihové závislosti	33
2.3.1 Rozdělení zdvihových závislostí	33
2.3.2 Návrh zdvihových závislostí s ohledem na jejich dynamické vlastnosti.....	34
2.4 Řešení vačkových mechanismů s klasickou vačkou	34
2.4.1 Řešení složených vačkových mechanismů s klasickou vačkou	35
2.4.2 Řešení krokových základních vačkových mechanismů	39
2.5 Řešení vačkových mechanismů s elektronickou vačkou (výpočetní SW)	47
2.5.1 Zdvihové závislosti mechanismů s elektronickou vačkou	48
2.5.2 Kinetostatický výpočet mechanismů s elektronickou vačkou.....	52
2.6 Závěr kapitoly	54
3. Dynamické standy a výpočetní modely mechanismů s klasickou	
a elektronickou vačkou.....	55
4. Diskrétní dynamické modely vačkových mechanismů s poddajnými členy.....	60
4.1 Pohybové rovnice modelu $I - II - I$ (klasický vačkový mechanismus)	63
4.2 Pohybové rovnice modelu $0 - II - I$ (klasický vačkový mechanismus)	69
4.3 Pohybové rovnice modelu $I - II - 0$ (klasický vačkový mechanismus)	71
4.4 Pohybové rovnice modelu $0 - II - I.1$ (elektronická vačka).....	73
4.5 Pohybové rovnice modelu $0 - II - 0.1$ (elektronická vačka).....	77

4.6 Pohybové rovnice modelu $0 - \Pi - 1.0$ (elektronická vačka)	79
4.7 Algoritmus numerického řešení modelu $0 - \Pi - 1.1$ elektronické vačky jako simulace režimů regulace P a PI v rychlostní vazbě	81
4.8 Reziduální spektra neperiodických zdvihových závislostí klasických a elektronických vaček	85
4.8.1 Reziduální spektra klasického vačkového mechanismu $(I - \Pi - I)$	88
4.8.2 Reziduální spektra mechanismu s elektronickou vačkou $(0 - \Pi - 1.1)$	90
4.9 Superposice s harmonickou korekční funkcí	99
4.10 Závěr kapitoly	99
4.10.1 Harmonická analýza a aproximace zdvihové závislosti Fourierovou řadou	101
5. Kinetostatické řešení mechanismů s klasickou a elektronickou vačkou	110
5.1 Popis vazby mezi hnaným a hnacím členem obecného klasického mechanismu s nekonstantním převodem a její porovnání s elektronickou vačkou	111
5.2 Klasický vačkový mechanismus s převodem $P \geq 1$	116
5.2.1 Klasický vačkový mechanismus – Analýza	117
5.2.2 Klasický vačkový mechanismus – Syntéza	120
5.3 Mechanismus s elektronickou vačkou a s převodem $p \leq 1$	122
5.3.1 Mechanismus s elektronickou vačkou – Analýza	123
5.3.2 Mechanismus s elektronickou vačkou – Syntéza	123
5.3.3 Optimalizace převodu podle kritéria maximálního dosažitelného zrychlení na zátěži mechanismu s elektronickou vačkou	123
5.4 Závěr kapitoly - Metodika kinetostatického výpočtu	127
5.4.1 Metoda <i>KINstat</i>	129
5.4.2 Metoda <i>KINstatSERVO</i>	129
5.4.3 Metoda <i>SERVODEG</i>	130
5.4.4 Metoda <i>KINstatDEG</i>	130
6. Realizace zdvihových závislostí v řídicím systému elektronické vačky Yaskawa	137
6.1 Popis systému Yaskawa	137
6.2 Popis stavového jednoosého řídicího systému stroje	143
6.2.1 Struktura <i>Ladder</i> programu	146
6.2.2 Algoritmus DWG.L (<i>Low-Speed-Scan</i>)	149
6.2.3 Algoritmus DWG.H (<i>High-Speed-Scan</i>)	151
6.2.4 Algoritmus DWG.H80 (osa Z, stav CAM)	153
6.3 Vlastní funkce PLC realizující zdvihovou závislost pracovního členu	156
6.3.1 Režim polohový (<i>Position Control</i>)	156
6.3.2 Režim fázový (<i>Phase Control</i>)	158

6.3.3 Unifikovaná konstrukce obecně definované uživatelské funkce <i>MFCE</i>	159
6.3.4 Funkce <i>CAM_VI</i>	163
6.4 Polohová přesnost pohybové funkce.....	173
6.4.1 Možnosti minimalizace polohové odchylky (<i>PERR</i>)	177
6.5 Monitorování kinematických veličin pohybových funkcí.....	178
6.6 Závěr kapitoly	180
7. Mechatronická řešení pohonů pracovních členů mechanismů.....	181
7.1 Paralelní konfigurace kinematického řetězce.....	181
7.1.1 Kinematické řešení.....	185
7.1.2 Dynamické řešení.....	186
7.1.3 Příkladný výpočet diferenciálního pohonu.....	188
7.1.4 Funkční model.....	193
7.2 Sériová konfigurace kinematického řetězce.....	194
7.3 Závěr kapitoly	194
8. Závěr	195
8.1 Příklady aplikací elektronických vaček ve smyslu cílů odstavce 1.2.....	198
8.1.1 Studie možných aplikací elektronické vačky pro pohon mechanismu jehelních tyčí stroje EBS Mark II.....	198
8.1.2 Návrh pohonu přetáčení vřetenového bubnu pro stroj TMZ867.....	200
8.1.3 Možnosti realizace rozvádění příže na principu elektronické vačky a permanentních magnetech jako akumulátorů energie	201
8.2 Oblasti nových poznatků disertační práce s odkazy na dílčí cíle podle kapitoly 1.2.1	203
Seznam použité literatury.....	206
Přehled publikovaných prací.....	207
Zprávy projektu <i>TANDEM II</i> (<i>MPO, 2007-10</i>).....	207
<i>Dodatek I</i> Porovnání numerického řešení výpočetních modelů s měřeními	209
<i>Dodatek II</i> Výsledky numerického řešení modelu <i>0-II-1.1</i> s regulací <i>PI</i>	219
<i>Dodatek III</i> Metoda potlačení reziduálních kmitů superposicí s korekční funkcí.....	243
<i>Dodatek IV</i> Kinetostatické řešení mechanismů <i>RRRR</i> a <i>RRRP</i>	251
<i>Dodatek V</i> <i>Ladder</i> program <i>MFCE</i> a <i>CAM_VI</i>	263

1. Úvod

1.1 Přehled stavu problematiky pohonů pracovních členů mechanismů

S prudkým rozvojem výpočetní techniky v posledních desetiletích došlo v technických oborech strojírenství, elektrotechniky, elektroniky a softwarového inženýrství k nebývalým úspěchům. Tyto obory se ovšem při své teoretické náročnosti a stále se zvětšujícímu nároku na zpracování informací od sebe vzájemně vzdalují. Technická praxe ale stále klade zvyšující se nároky na produktivitu, kvalitu, variabilitu a pružnou automatizaci výroby. To ve svém důsledku přináší požadavky na zvýšené výkony pracovních strojů (pracovní periody, resp. otáčky), dokonalé respektování polohových funkcí pracovních členů (dynamika mechanismů s poddajnými členy), víceúčelovost při malosériové výrobě (možnost ekonomicky výhodné změny pohybových funkcí) a konstrukční modularitu strojů (pružná automatizace). Tyto požadavky výroby mohou splnit poznatky výše uvedených oborů ve vzájemné součinnosti a s očekávaným synergickým účinkem. Jednou z možností při řešení konkrétních problémů pohonů pracovních členů mechanismů s definovanou technologickou pohybovou funkcí je realizace pracovních pohybů vačkovými, resp. vačkokloubovými mechanismy s *klasickými* nebo *elektronickými* vačkami. Zatímco aplikace klasických vaček v mechanismech strojů jsou obecně známé, elektronické vačky se v různé formě začínají prosazovat až v posledních letech. Je to dáno teoretickou náročností výše uvedených oborů a s tím spojené různorodé kvalifikace pracovníků vývojových týmů.

V širším pohledu je třeba vymezit oblasti aplikací tzv. elektronických vaček a definovat samotný termín *elektronická vačka*. Každý výrobce servomotorů deklaruje, že jeho výrobek má vlastnosti, které splňují požadavky kladené na elektronické vačky. Protože se elektronické vačky realizují koncovým silovým členem, kterým je servomotor, je třeba popsat základní oblasti použití řízených servomotorů.

Jsou to tyto hlavní oblasti:

- *Obráběcí stroje*
Zde se jedná o souvislé řízení víceosých systémů, kde základním rysem je *interpolace* mezi osami s vysokou dynamikou pohybu a vysokou polohovou přesností. Interpolace provádí např. lineární pohyby, šroubovicové, pohyby po kružnici apod. Na tomto místě je třeba upozornit na skutečnost, že disertační práce se nezabývá pohony os v obráběcích strojích, kde je tato problematika značně propracovaná a již etablovaná.
- *Robotika*
Důležitost je kladena na synchronizaci os s ohledem na vykonávanou technologickou funkci se střední požadovanou přesností a rychlostí.
- *Manipulátory*
Víceosé systémy, které na nejnižším stupni inkrementálně řídí osy bez nároků na vzájemnou interpolační vazbu.
- *Ostatní aplikace servomotorů*
Jednoosé systémy včetně elektronických vaček.

Elektronická vačka je tedy *pohon* (*synchronní servomotor* napájený frekvenčním měničem-servoměničem a řízený *kontrolerem*), který na výstupním hřídeli (rotor servomotoru) realizuje budící pohybovou funkci. Pohybová funkce tak přiřazuje času polohovou (úhlovou) veličinu hřídele servomotoru. Kontroler lze prostřednictvím vývojového prostředí programovat v oblasti *PLC* a v oblasti souvislých pohybů. Elektronická vačka je programována v oblasti *PLC*. V každém průchodu (scanu) programu *PLC* je prostřednictvím

výstupních registrů definována poloha, rychlost a velikost momentu servomotoru. Většina výrobců elektronických vaček používá kaskádní regulační strukturu servoměničů, sestávající se z regulátoru polohy (zpravidla proporcionální), regulátoru rychlosti (zpravidla proporcionálně integrační) a regulátoru momentu (resp. proudový regulátor, zpravidla proporcionálně integrační). U některých výrobců (např. Siemens, výrobci jednoúčelové elektroniky) je možné strukturu regulátorů modifikovat a tak ji využívat pro speciální aplikace (adaptivní regulace dynamických procesů). Podle tohoto stručného popisu je zřejmé, že hardware a software elektronické vačky je komplikovaný a podle výrobců odlišný. Z pohledu strojařských aplikací pohonů pracovních členů mechanismů je termínem elektronická vačka myšleno takové použití servomotoru (jako výkonného silového členu), které je alternativní k pohonům, jež jsou možnými kombinacemi vačkokloubových mechanismů poháněných klasickými asynchronními motory.

Aplikovat *elektronické vačky* a zvolit tak *alternativu* elektronického pohonu pracovního členu lze zejména u strojů zpracovatelského průmyslu (textilní, polygrafické, sklářské, obráběcí, tvářecí, balící atd.) a u prvků pružné a pevné automatizace výrobních systémů (manipulační stroje a mechanismy jako jsou otočné a indexovací stoly, krokové mechanismy apod.). Problematika aplikací elektronických vaček v této oblasti tedy úzce souvisí s aplikacemi klasických vačkových mechanismů. V podstatě jde o tentýž problém, kterým je zajištění *pohonu pracovního členu mechanismu* optimálním způsobem. Pracovní člen mechanismu je obvykle konečný (výstupní) člen kinematického řetězce složeného vačkového mechanismu se svojí definovanou *zdvihovou závislostí*. Zdvihovou závislost pracovního členu realizuje obecně nekonstantní převodová funkce (základní vačkový mechanismus, servomotor elektronické vačky nebo jiný mechanismus) na vstupu kinematického řetězce, která generuje pohybovou funkci. Tato pohybová funkce je kinematickým buzením dynamického systému s tuhými nebo poddajnými členy, kterým složený vačkový mechanismus ve skutečnosti je. Kinematické buzení je tedy odvozeno od mechanického, elektronického nebo kombinovaného vačkového mechanismu. Optimální pohon pracovního členu je závislý na mnoha parametrech a je nutné ho hodnotit z mnoha hledisek. Teprve vzájemným posouzením a využitím možností jednotlivých mechanických, elektronických a kombinovaných variant lze nalézt vyhovující a optimální variantu pohonu.

Problematika *alternativy* elektronických vaček ke klasickým vačkovým pohonům, resp. optimální volba z možných *alternativ* však *není* v literatuře systematicky zpracována, neboť rozsah aplikací je obrovský s mnoha specifickými a často protichůdnými požadavky (např. silové neperiodické-krokové pohyby, parametrizace a variabilní změna zdvihových závislostí pracovních členů mechanismů, minimalizace reziduálních kmitů apod.).

V odborné a patentové literatuře je samozřejmě množství informací, které pojednávají o elektronických vačkách. V rámci projektu *TANDEM II* (řešeno v letech 2007-10, autor disertace je hlavním řešitelem) byly vypracovány dvě zprávy (řešerše) řešitelského týmu TU Liberec o stavu elektronické vačky [34] a stavu problematiky reziduálního kmitání [35]. Zprávy odkazují na množství internetových adres a literatury s danou problematikou. *Žádná* však nepopisuje problematiku aplikací klasických, elektronických a kombinovaných variant pohonů ve vzájemných souvislostech. V literatuře tak lze nalézt dílčí aplikace bez vymezení vlastností vůči ostatním variantám pohonů pracovních členů.

Důvodem, proč není v literatuře ani částečně zpracována *alternativa* elektronických vaček vůči klasickým ve vzájemně souvisejících i odlišných vlastnostech, je to, že pohony obou systémů jsou principiálně vyvíjeny dvěma odlišnými technickými obory, a to strojírenstvím a elektronikou, resp. elektrotechnikou. S tím souvisí i celý vzdělávací systém. Teprve v posledních letech je snaha o definování průniku mezi těmito dvěma obory v oblasti

pohonů pracovních členů. Tento průnik je součástí obsahově širokého významu slova „*mechatronika*“ pohonů.

Chybějícím poznatkem současného stavu problematiky mechatronických pohonů pracovních členů mechanismů je tedy nedostatek metodických pokynů, které by vedly konstruktéry strojů při hledání optimální varianty pohonu. Jinými slovy lze říci, že neexistuje při hledání optimálního pohonu vodítko, které by konstruktérům ukázalo, která nejdůležitější kritéria musí být vyhodnocena.

Literatura se rovněž nezabývá vlastním výpočtem a softwarovou realizací elektronické vačky a místem elektronické vačky v kontextu samotného řídicího systému stroje. Je to z důvodů značných odlišností softwarových vývojových prostředků výrobců elektronických vaček. Touto problematikou se úzce a pochopitelně zcela jednostranně zabývá pouze firemní literatura. V ní však nejsou žádné poznatky a vazby na jiné systémy pohonů pracovních členů. Problematickou klasických vaček se zabývá množství literatury. Od zavedení CNC obráběcích strojů pro technologie frézování a broušení se začaly klasické vačky všech typů hojně používat. V disertační práci se odvolávám nejčastěji na literaturu [1], která se mimo jinou problematiku vaček velmi podrobně zabývá zdvihovými závislostmi a jejich dynamickými vlastnostmi. Podobně zaměřená je literatura [13], která klade větší důraz na speciální mechanismy a praktické aplikace. Základní teorie zdvihových závislostí v této knize je od autorů literatury [1], což dokládá její důležitost. Další materiál je např. literatura [15], která zavádí veličinu *vlastní relativní frekvence*, která je použita v literatuře [1] a v kapitole 4 disertační práce. Jednou z posledních knih o klasických vačkových mechanismech je literatura [25], která se zabývá především kinematikou základních vačkových mechanismů. Dynamikou vačkových mechanismů s poddajnými členy se důkladně zabývají práce [14] a [16]. Z této literatury vychází pohled na řešení modelu klasického vačkového mechanismu s poddajným vstupem a výstupem řešeného v kapitole 4. Poddajnost v kinematickém řetězci klasického nebo elektronického vačkového mechanismu vede k problematice rušivého reziduálního kmitání. Jak již bylo výše uvedeno, problematikou způsobů řešení, resp. minimalizace reziduálních kmitů se zabývá zpráva [35]. V české i světové literatuře již bylo popsáno a porovnáno mnoho metod pro odstranění těchto nežádoucích vibrací. V podstatě mohou být aplikovány dva přístupy při řízení poddajných struktur. Jednak modifikací zpětnovazebních struktur (přidáním různých filtrů) nebo tvarováním žádané hodnoty vstupního signálu. Tvarování vstupního signálu se provádí tak, aby bylo reziduální kmitání pokud možno nulové. Tvarování vstupního signálu je novější způsob odstranění reziduálního kmitání. Jako příklad novějších prací je uvedena literatura [17], [18], [19], [20] a [21]. V literatuře [17] je popsán obecný princip metody tvarování vstupu s využitím Laplaceovy transformace v konečném čase, včetně podmínek nutných pro bodové řízení bez zbytkových vibrací. V druhé části příspěvku je pak provedena ukázka řízení bez zbytkových vibrací na systému se třením. Literatura [18], [19] a [20] se rovněž zabývá metodou tvarování vstupu metodou dopředného řízení založené na úpravě vstupního signálu takovým způsobem, aby výstup měl požadované vlastnosti. Příspěvek [21] představuje nové metody navrhování vstupních tvarovačů pro systémy s více vstupy. Jsou uvedeny navrhovací procedury pro více vstupní tvarování, které využívají pomocné pohony pro snížení vibrací a zvýšení odolnosti vůči modelovacím chybám. Pro ilustraci je zde uvedena simulace nelineárního modelu mobilního věžového jeřábu.

V závěru této kapitoly *přehledu stavu problematiky* se krátce zmíním o směru vývojových prací specializované skupiny výzkumu robotiky *University of Texas (Austin)*. Profesor *D. Tesar* (ředitel centra pro výzkum robotiky) reagoval na literaturu [26] příspěvkem [23], z kterého uvádím následující informace. Robotický program *University of Texas* studuje programovatelné stroje padesát let. Čtyřicet let z této doby se věnují robotice a třicet let

otázce akčních členů (mimo jiné vačky), z čehož posledních deset let s důrazem na jejich inteligenci. Akčními členy s inteligencí se rozumí programovatelné pohony, které nazývají *servovačky*. Práce v *University of Texas* na pohybových programech (pohybových zdvihových funkcích) pro vačky začaly v roce 1965 a jsou shrnuty v literatuře [22]. Lze konstatovat, že jejich práce zaměřené na návrh vačkových systémů mají s vývojem vačkových mechanismů ve *VÚTS, a.s.* společnou základnu a cíle. V literatuře [23] se pak v abstraktu definuje cíl příspěvku (citace): *Usilujeme zde o porovnání servovačky s klasickou vačkou a určení a upřednostnění nejlepších vlastností každé z nich.* V úvodní části příspěvku se dále pokračuje (citace): *Nicméně toto je zvláště významná otázka – **Kdy je relevantní použít programovatelnou servovačku a kdy neprogramovatelnou vačku?** Často se vyskytuje názor, že elektronika může dělat „všechno“ od těch, kteří mají málo provozních zkušeností. Zde si osvětlíme odpověď na tuto ústřední otázku co možná nejvíce. Odstranění hydrauliky a lineárních akčních členů z průmyslových robotů ukazuje, že můžeme vyřadit špatné mechanické prvky, a že jsme je vyřadili. Cílem je zde inovovat dobré mechanické technologie a nikoliv vyřadit „všechny“ mechanické prvky. Jde o skutečnou vyváženost elektrických a mechanických elementů s integrovanou inteligencí, která je budoucností této moderní oblasti vědy. Ve skutečnosti právě s tím začínáme [24].* Dále je v příspěvku vyslovena myšlenka (citace): *Žádná servovačka nikdy nedosáhne výkonu, přesnosti a rychlosti klasické vačky při zátěži. Avšak servovačky jsou předurčeny k tomu, aby byly všudypřítomné [24] v příštích dvou desetiletích při větším ekonomickém významu než počítačové čipy. Všechny nově vzniklé systémy: elektrická vozidla, bitevní systémy, poháněné nápravy, aktivní zavěšení nápravy, zdravotní rehabilitace a protetika, zábavní systémy a samozřejmě produkční a skladovací systémy – tyto všechny budou používat servovačky k pohonu, protože všechny musí být okamžitě reprogramovatelné.* Pojem *servovačky* zde prakticky zahrnuje všechny aplikace servomotorů řízených programovatelnými kontrolery, resp. programovatelné pohony.

V disertační práci je pojmem *elektronická vačka* myšlena užší specifikace, která je již definována výše. Z uvedeného je ovšem zřejmé, že problematika *aplikací* elektronických vaček je *aktuální*, zvláště pak určení, který ze systémů pohonu je pro konkrétní aplikaci optimální. K odpovědi na otázku podle citace z [23] - *Kdy je relevantní použít programovatelnou servovačku a kdy neprogramovatelnou vačku?* - přispívá disertační práce v pohledu na pohony pracovních členů výrobních a manipulačních mechanismů vačkovými klasickými, elektronickými a kombinovanými systémy. Tuto otázku a další podobné jsme si položili ve *VÚTS, a.s.* již v roce 2003 v souvislosti s řešením projektů *EUREKA* (2004-6) a *TANDEM* (2008-10). Autor disertace stanovil program těchto projektů a byl hlavním řešitelem.

1.2 Cíle disertační práce

Cílem disertační práce je stanovení základní metodiky, resp. hlavních kritérií, podle kterých lze elektronické vačky za určitých podmínek aplikovat stejným či podobným způsobem jako klasické vačkové mechanismy při návrhu pohonů pracovních členů mechanismů výrobních a manipulačních strojů a zařízení.

Metodika v takto vytyčeném cíli je chápána ve smyslu stanovení *postupů* a *způsobů*, kterými lze aplikovat elektronické vačky. Základním východiskem pro posouzení vhodnosti aplikací elektronických vaček jsou pohony pracovních členů odvozených od klasických základních, resp. složených vačkových mechanismů.

Snahou je, aby metodika byla postavena obecně, a to na základě odpovídající fyzikální podstaty obou vačkových systémů (klasického a elektronického) se zdůrazněním odlišností

z pohledu poddajných členů kinematického řetězce od vstupu (od vstupní kinematiky rotačního pohybu) přes buzení pohybovou funkcí až k výstupnímu pracovnímu členu. Výsledkem bude kinetostatický a dynamický návrh elektronické vačky. Na základě tohoto návrhu bude možno dimenzovat (stanovit výkonovou velikost pohonu) a posoudit efektivitu nasazení elektronických vaček v konkrétních aplikacích. Metody řešení rovněž vymezí oblasti charakteristických vlastností a vymezí oblasti jejich použitelnosti, které jsou pro optimální volbu pohonu rozhodující.

Dalším cílem disertační práce je na základě charakteristických vlastností obou vačkových systémů navrhnout způsob a řešení kvalitativně nového diferenciálního pohonu, který by optimálním způsobem sjednotil výhodné vlastnosti obou vačkových systémů. Od tohoto *mechatronického způsobu pohonu* pracovních členů se očekává synergický účinek v tom, že bude umožňovat ve speciálních případech takové dynamicky náročné aplikace, které samostatnými vačko-kloubovými mechanismy nebo samotnými elektronickými vačkami nejsou možné.

Součástí navrhované metodiky aplikací elektronických vaček je vývoj původního autorizovaného výpočetního a aplikačního (řídící systém elektronické vačky) software, který se prolíná všemi oblastmi postupů a metod řešení. *Cílem* je stavba otevřeného výpočetního a řídícího systému, který bude splňovat současné požadavky a bude umožňovat rozšíření pro budoucí související problematiku.

1.2.1 Dílčí cíle disertační práce

- c1.** Řešení vícečlenných vačkových mechanismů bez rázů v přechodech
- c2.** Metody pro potlačení reziduálních kmitů klasických i elektronických vaček
- c3.** Úprava metod řešení tradičních vačkových mechanismů pro metody řešení elektronických vaček
- c4.** Realizace elektronických vaček současnými řídícími systémy pohonů
- c5.** Řešení velké proměnnosti požadavků na pohon během pohybu mechanismu

1.3 Členění disertační práce

Metodiku definovanou v *odstavci 1.2* reprezentují témata jednotlivých kapitol. Práce je členěna do osmi *kapitol* s pěti *dodatky*. Každá kapitola má svoji dílčí problematiku se svými metodami řešení, které jsou v tomto *odstavci 1.3* stručně uvedeny. Shrnutí výsledků ve smyslu zde deklarovaných dílčích problematik je v závěru každé kapitoly.

Kapitola 1

V následujících odstavcích této úvodní *kapitoly* jsou základní informace o klasických vačkách a vačkových mechanismech. Uvedeny jsou všechny kategorie základních vačkových mechanismů a představitelé nejpoužívanějších rovinných a prostorových převodových mechanismů. Tyto dvě skupiny tvoří společně složené vačkové mechanismy. Dále jsou představeny vačkové mechanismy realizující neperiodické (krokové) zdvihové závislosti. Tyto významné krokové mechanismy jsou v práci příkladně řešeny. Stručný popis výrobních souřadnic klasických vaček představuje jejich náročnou výrobu. Na závěr je popsána HW konfigurace elektronické vačky *Yaskawa*, která je používána ve *VÚTS, a.s.* k výzkumu problematiky elektronických vačkových systémů.

Kapitola 2

Kapitola v hlavních rysech popisuje, jak úzce spolu souvisí problematika mechanismů s klasickými a elektronickými vačkami. Snahou je ukázat, že aplikace obou vačkových systémů mají svůj průnik v *metodách řešení analýzou a syntézou* a že společným východiskem jsou *zdvihové závislosti* pracovních členů mechanismů.

V kapitole jsou základní definice důležitých termínů a veličin týkajících se řešení vačkových systémů. Jde především o *zdvihové závislosti*, *pohybové funkce*, *polohovou přesnost* elektronických vaček, význam kinematické *analýzy* a *syntézy*. Kapitola se dále zabývá metodikou kinematického řešení klasických a elektronických vačkových mechanismů pro *periodické* a *neperiodické* zdvihové závislosti pracovního členu mechanismu. Na závěr je stručně popsána metodika *kinetostatického* řešení mechanismů s elektronickou vačkou, která je pak podrobně zpracována v kapitole 5.

Kapitola 3

Náplní kapitoly je popis dynamických *standů*, které slouží ve VÚTS, a.s. k výzkumu dynamiky vačkových systémů. Dále jsou v kapitole klasifikovány výpočetní modely mechanismů s poddajnými členy. Na dynamických standech jsou prováděna měření a ověřují se tak teoretické výsledky. Výsledky jsou souhrnně prezentovány v dodatcích.

Kapitola 4

Kapitola pojednává o *diskrétních výpočetních modelech* mechanismů s poddajnými členy s klasickou nebo elektronickou vačkou. Tyto modely jsou popsány a numericky řešeny *Lagrangeovou metodou*, resp. pomocí *Lagrangeových rovnic 2. druhu*. Významné je zahrnutí simulace *P/PI* regulátorů v rychlostní vazbě elektronické vačky do numerického řešení. Dále jsou popsány metody výpočtu *reziduálních spekter* neperiodických zdvihových závislostí a jejich využití k minimalizaci rušivého reziduálního kmitání v oblasti klidu pohybové funkce pro oba vačkové systémy. V závěru kapitoly je uvedeno použití metody *harmonické analýzy* a *aproximace* periodické zdvihové závislosti *Fourierovou řadou* v mechanických systémech s poddajnými členy.

Kapitola 5

Kapitola definuje *metodu kinetostatického výpočtu* klasických a elektronických vaček s tuhými členy na základě úloh *analýzy* a *syntézy*. Je popsána optimalizace převodu podle kriteria maximálního dosažitelného zrychlení na zátěži. Metodika kinetostatického výpočtu je demonstrována na srovnávacím řešení mechanismu s klasickou a elektronickou vačkou výpočetním systémem *zzVxx.yy*.

Kapitola 6

S aplikacemi elektronických vaček úzce souvisí vlastní řídicí systém. Tím je softwarová realizace zdvihové závislosti v systému elektronické vačky a místo této realizace v kontextu celého řídicího systému stroje (vstupy/výstupy, komunikace, nadřazené systémy apod.). V disertační práci je příkladně použit HW a SW japonské firmy *Yaskawa*, předního světového výrobce elektronických vaček. Použité HW a SW prostředky firmy *Yaskawa* jsou k metodickému popisu vhodné, neboť výrobce neurčuje koncepci realizace, pouze poskytuje

vynikající SW prostředí pro vývoj systému s přístupem na HW prostředky příslušné konfigurace.

Náplní této kapitoly je *obecná koncepce jednoosého řídicího systému s integrovanou funkcí zdvihové závislosti elektronické vačky*. Dále je popsána struktura vlastního řídicího systému elektronické vačky včetně možností softwarového vývojového prostředí a *metod řízení servopohonu*. Je navržena *unifikovaná konstrukce* uživatelských funkcí a je popsána metodika minimalizace *polohové odchylky* pohybové funkce elektronické vačky.

Kapitola 7

V kapitole je pod termínem „mechatronická řešení“ pohonů pracovních členů mechanismů navržen a příkladně vyřešen *mechatronický diferenciální pohonný systém*, který reprezentuje *paralelní konfiguraci* kinematického řetězce. Tento *synergický* pohonný systém je nově vyvinutý mechanismus na principu diferenciálu se dvěma vstupy a jedním výstupem s požadovaným pracovním pohybem. Jeden silový vstupní pohyb je odvozen od klasického mechanismu, druhý od servomotoru elektronické vačky.

Kapitola 8

V kapitole je proveden závěrečný souhrn a diskuse nad realizovatelností předložené metodiky aplikací elektronických vaček podle cílů stanovených v *odstavci 1.2* a v *odstavci 1.2.1*. Dále jsou diskutovány přínosy disertační práce pro další rozvoj aplikovaného výzkumu a pro praktické aplikace.

Metodika je pak demonstrována na konkrétních úkolech pro zákazníky na základě literatury [30], [31] a [32].

Poslední odstavec shrnuje oblasti nových poznatků disertační práce.

Dodatek I

V dodatku jsou porovnány výsledky měření s výsledky numerického řešení modelů klasického vačkového mechanismu *I-II-1* a elektronické vačky *0-II-1.1*.

Dodatek II

V dodatku je podrobněji demonstrováno numerické řešení *Lagrangeových rovnic* modelu elektronické vačky s algoritmem regulátoru *PI* podle kapitoly 4.

Dodatek III

Náplní dodatku je metoda eliminace *reziduálních* kmitů používající superpozice korekční funkce s budící zdvihovou závislostí.

Dodatek IV

V tomto dodatku je úplné kinetostatické řešení dvou rovinných převodových mechanismů *RRRR* (čtyřkloubový) a *RRRP* (klikový).

Dodatek V

Obsahem dodatku je výpis *Ladder* programu šablony uživatelské funkce *MFCE* a uživatelské funkce elektronické vačky *VAM_VI*.

1.4 Klasické vačkové mechanismy realizující periodické zdvihové závislosti

Systematicky je tato problematika popsána v literatuře [1]. Stručný popis charakteristiky a struktury kinematického řetězce složeného vačkového mechanismu je v této práci nezbytný a nutný pro pochopení souvislostí mezi klasickými a elektronickými vačkami. Kapitola představuje především mechanismy s periodickými zdvihovými závislostmi.

Jako *vačkový* označíme *mechanismus* s jedním stupněm volnosti obsahující alespoň jednu vačku spojenou s ostatními členy minimálně jednou obecnou kinematickou dvojicí (G). *Vačkou* nazýváme člen mechanismu, který pohybem své činné plochy vyvozuje prostřednictvím obecné kinematické dvojice pohyb hnaného členu a vačka je pak obvykle hnacím členem mechanismu. Základní typy vaček jsou *radiální*, *axiální* a *globoidní* (obr.1.1).



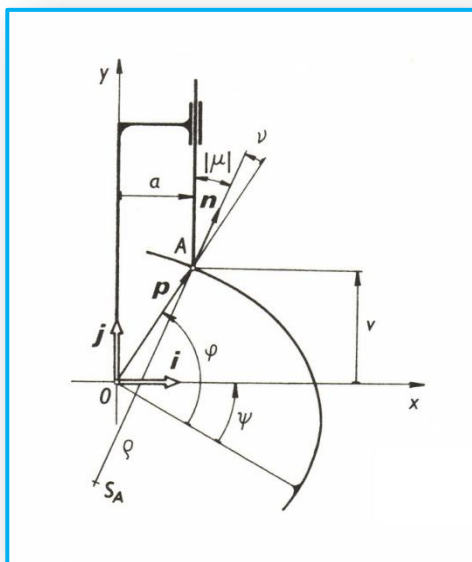
Obr.1.1 Radiální, axiální a globoidní vačky z produkce firmy ZZ-Antriebe, GmbH (Karlsruhe, Německo)

Hnaný člen s posuvným pohybem označujeme jako *zvedák* a hnaný člen s rotačním pohybem označujeme jako *vahadlo*. Vačku se svým hnaným členem (zvedák nebo vahadlo) definujeme jako *základní vačkový mechanismus*.

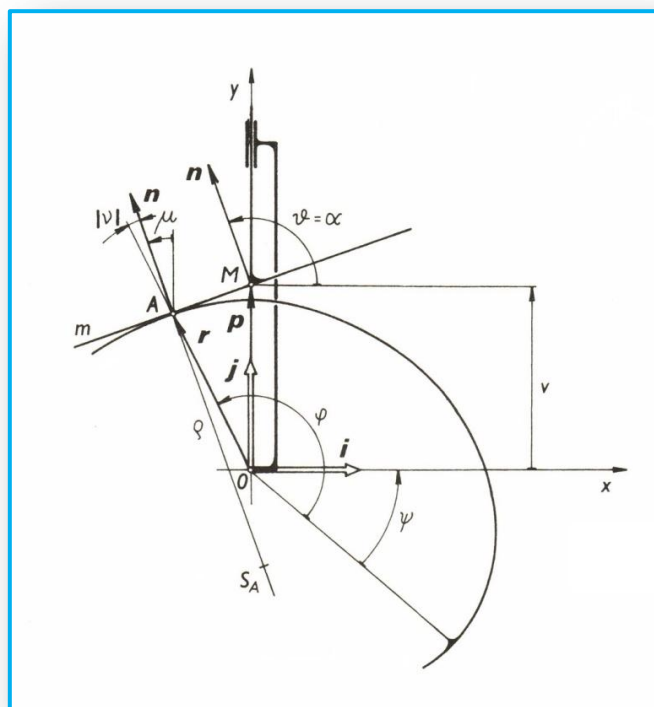
Základní vačkové mechanismy jsou:

- radiální vačka se zvedákem a kladkou (obr.1.2)
- radiální vačka s plochým zvedákem (obr.1.3)
- radiální vačka s vahadlem a kladkou (obr.1.4)
- radiální vačka s plochým vahadlem (obr.1.5)
- axiální vačka se zvedákem a kladkou (obr.1.6)
- axiální vačka s vahadlem a kladkou (obr.1.7)
- globoidní vačka s vahadlem a kladkou (obr.1.8)

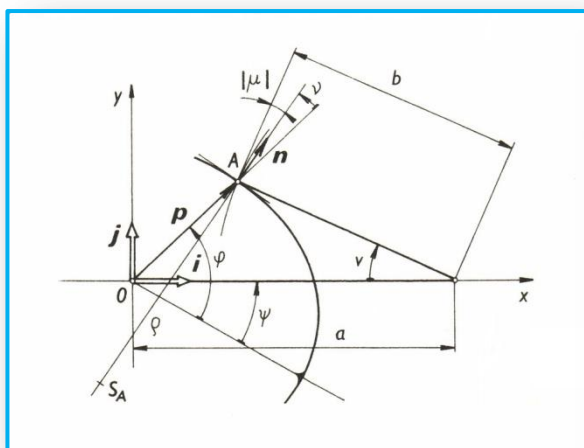
Styk hnaného členu s vačkou v obecné kinematické dvojici je buď *silový*, nebo *nucený*. Silový styk je zajištěn např. vratnými pružinami, tíhovými silami, hydraulickými nebo pneumatickými prvky. Nucený styk je zajištěn přidáním nadbytečné kinematické vazby. Příkladem je drážková vačka nebo dvojvačkový mechanismus s dvojitým vahadlem. Dvojvačkový je takový mechanismus, u něhož vačka působí nejméně na dva hnané členy spojené tuhou vazbou. Pohyblivost je zaručena přesně navzájem korespondujícími činnými plochami vaček. Dvojvačkový mechanismus vyžaduje vysokou výrobní přesnost a je vhodný zejména pro vysokootáčkové stroje.



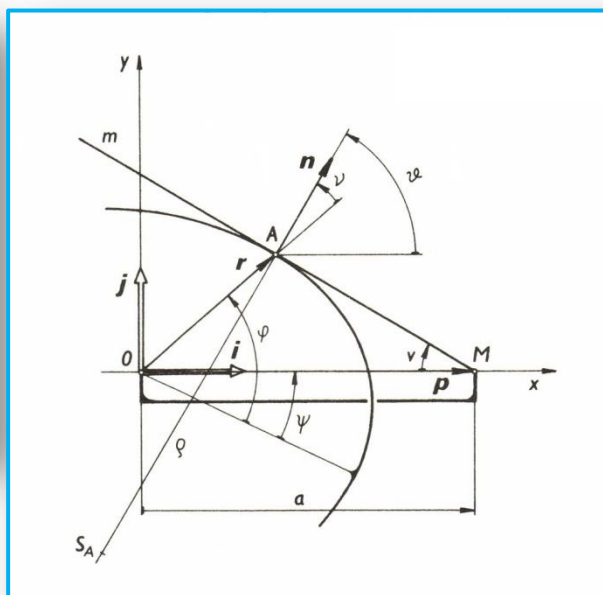
Obr.1.2 Radiální vačka se zvedákem a kladkou



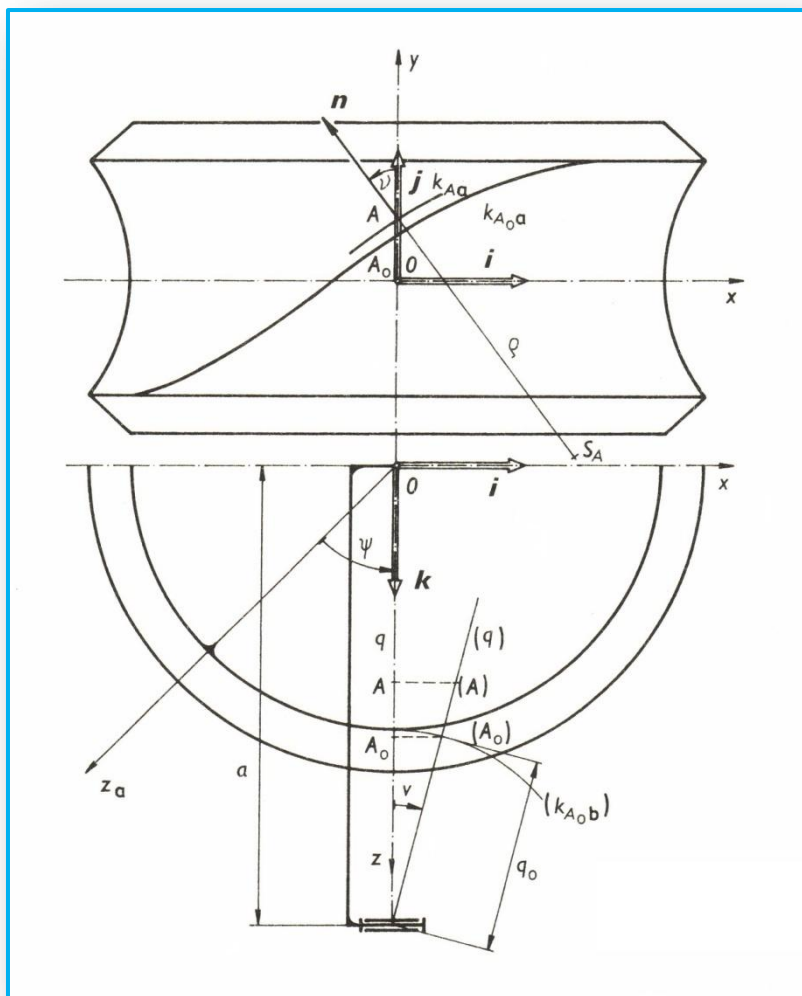
Obr.1.3 Radiální vačka s plochým zvedákem



Obr.1.4 Radiální vačka s vahadlem a kladkou

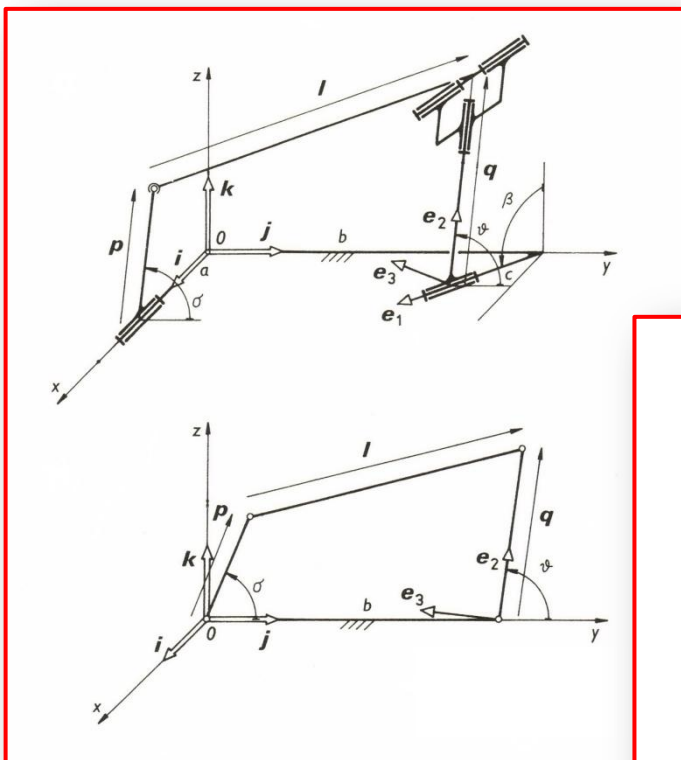


Obr.1.5 Radiální vačka s plochým vahadlem

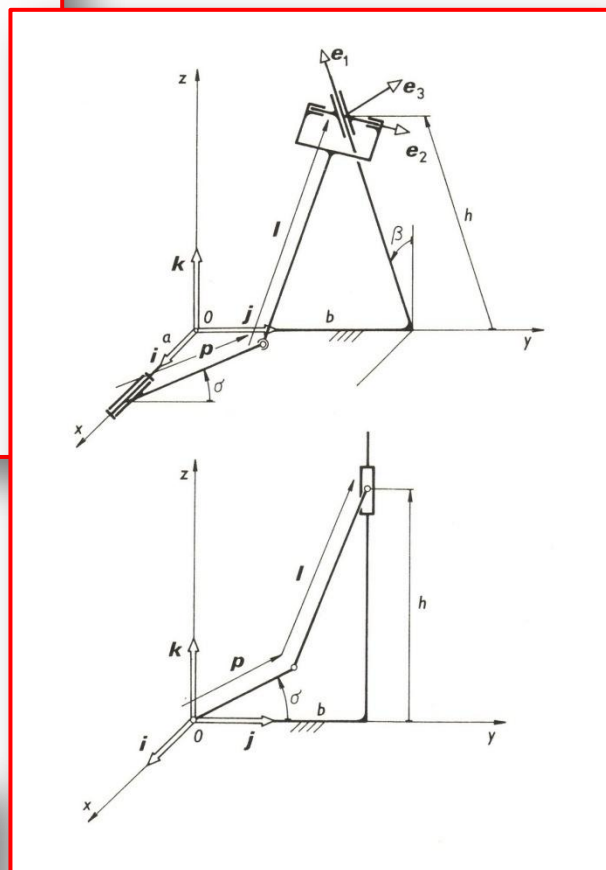


Obr.1.7 Globoidní vačka
s vahadlem
a kladkou

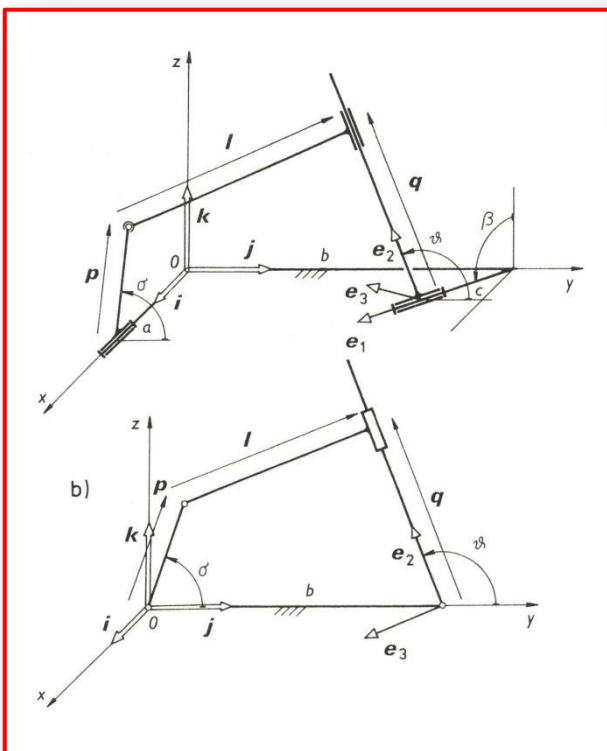
S ohledem na konstrukční uspořádání výrobního stroje (prostorová zástavba, specifika technologie atd.) a z mnoha dalších důvodů není vždy možné vyřešit pohony pracovních členů mechanismů pouze pomocí základních vačkových mechanismů. Mezi základní vačkový mechanismus a pracovní člen se nejčastěji vkládají rovinné a prostorové převodové mechanismy s jedním stupněm volnosti. Těchto mechanismů je celá řada a systematicky, včetně rovnic převodových mechanismů (vztahy $v_{\text{výstup}} = f(v_{\text{vstup}})$ mezi polohovými veličinami hlavních členů podle toku dat výpočtu, tj. podle úlohy *analýzy* nebo *syntézy*), je uvádí literatura [1]. Mechanismy jsou zde systematicky označeny podle symbolů kinematických dvojic mezi členy mechanismu od vstupu po výstup. Kinematické dvojice jsou v zásadě pro rovinné a prostorové převodové mechanismy rotační (R), posuvné (P), cylindrické (C), a sférické (S). Požadavky kladené na polohovou přesnost pracovního členu a dynamickou tuhost soustavy splňují převodové mechanismy tím lépe, čím méně mají členů. Proto jsou nejčastěji v praxi používány čtyřčlenné a pětičlenné převodové mechanismy. *Hlavní členy* těchto mechanismů, tj. členy spojené kinematickou dvojicí s rámem, konají rotační nebo posuvný pohyb. Pro představu jsou na dalších obrázcích *obr.1.8* až *obr.1.10* uvedeny tři nejrozšířenější převodové mechanismy ve své prostorové a rovinné konfiguraci.



Obr.1.8 RSRRR (prostorový)
RRRR (rovinný čtyřkloubový)

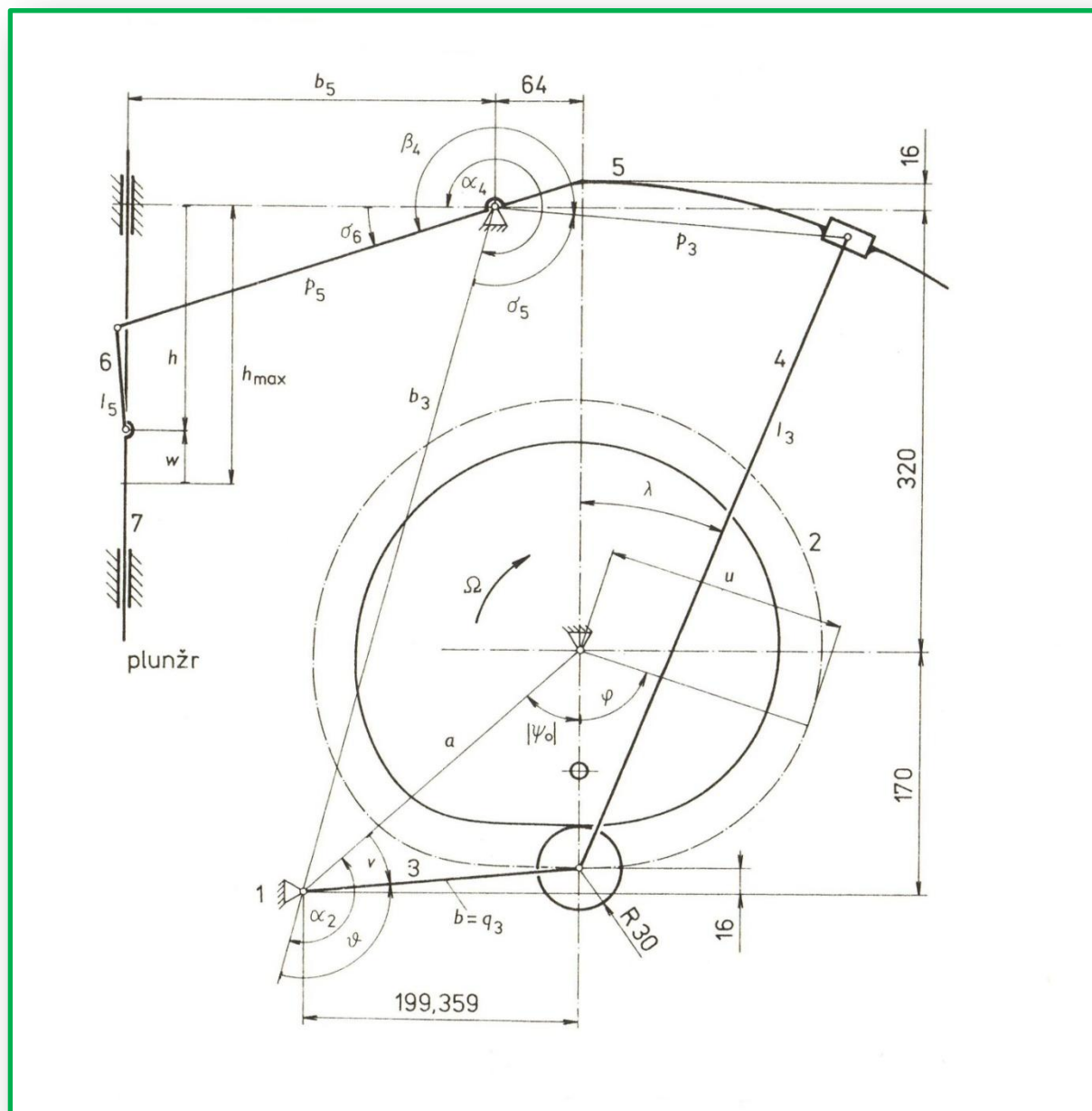


Obr.1.9 RSRC (prostorový)
RRRP (rovinný klikový)

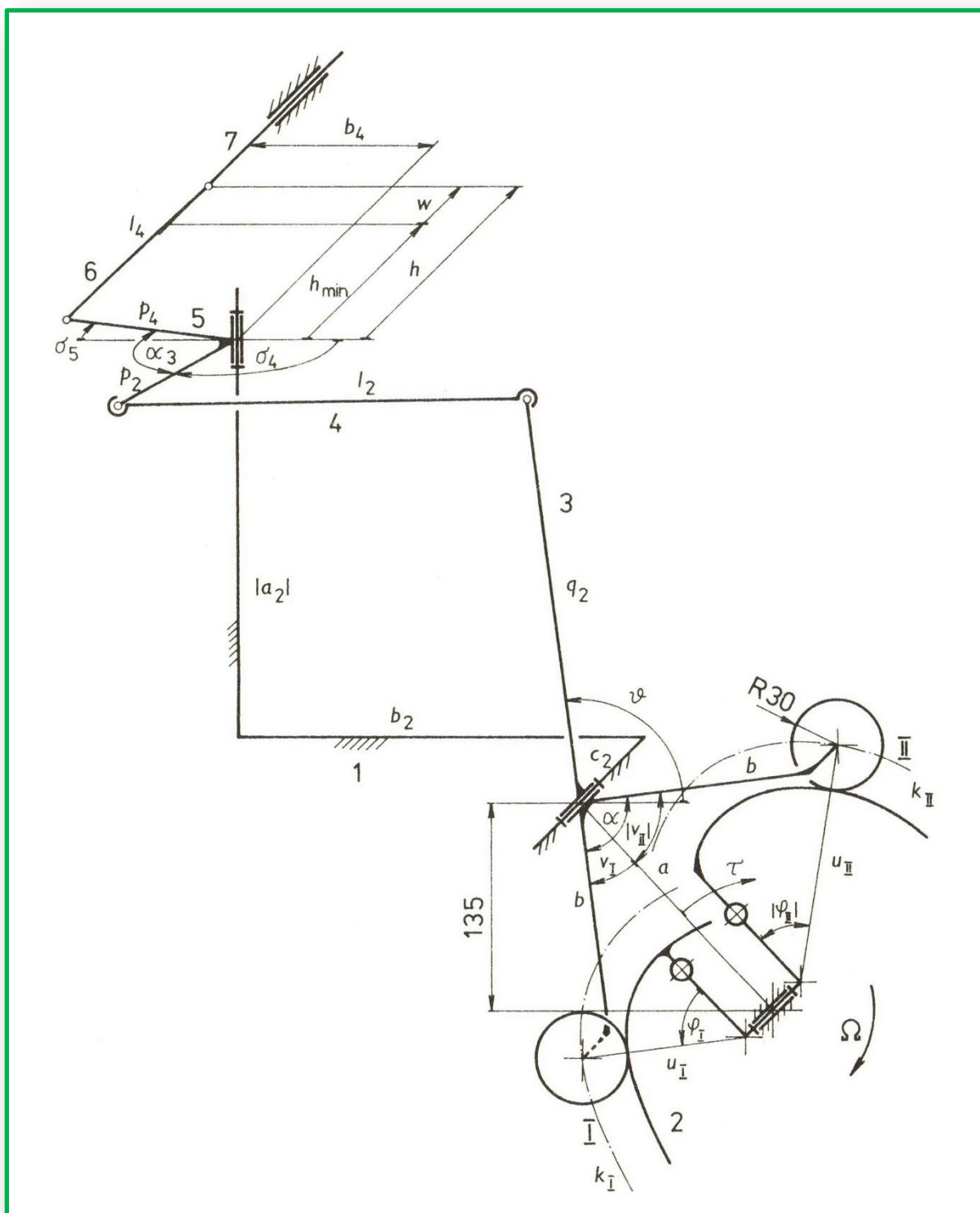


Obr.1.10 RSCR (prostorový)
RRPR (rovinný kulisový)

Mechanické soustavy, v kterých jsou převodové mechanismy vloženy mezi základní vačkový mechanismus a pracovní člen (ten může být výstupním členem posledního převodového mechanismu), nazýváme *složené vačkové mechanismy*. Kinematický řetězec složeného vačkového mechanismu s tuhými členy má vždy jeden stupeň volnosti. Příklady složených vačkových mechanismů jsou na *obr.1.11* (převodové mechanismy jsou rovinné) a *obr.1.12* (převodové mechanismy jsou prostorové a rovinné). Kinematická řešení jsou v literatuře [1].



Obr.1.11 Kinematické schéma mechanismu dávkovače skloviny



Obr.1.12 Kinematické schéma mechanismu mezioperačního přenášení rychloběžného tvářecího automatu

Příkladné mechanizmy na obrázcích realizujú periodickú zdvihovú závislosť pracovného člena mechanizmu. Ďalší odstavec sa zaoberá mechanizmami s neperiodickými (krokovými) zdvihovými závislosťami. Zdvihovými závislosťami sa ďalej zaoberá kapitola 2.

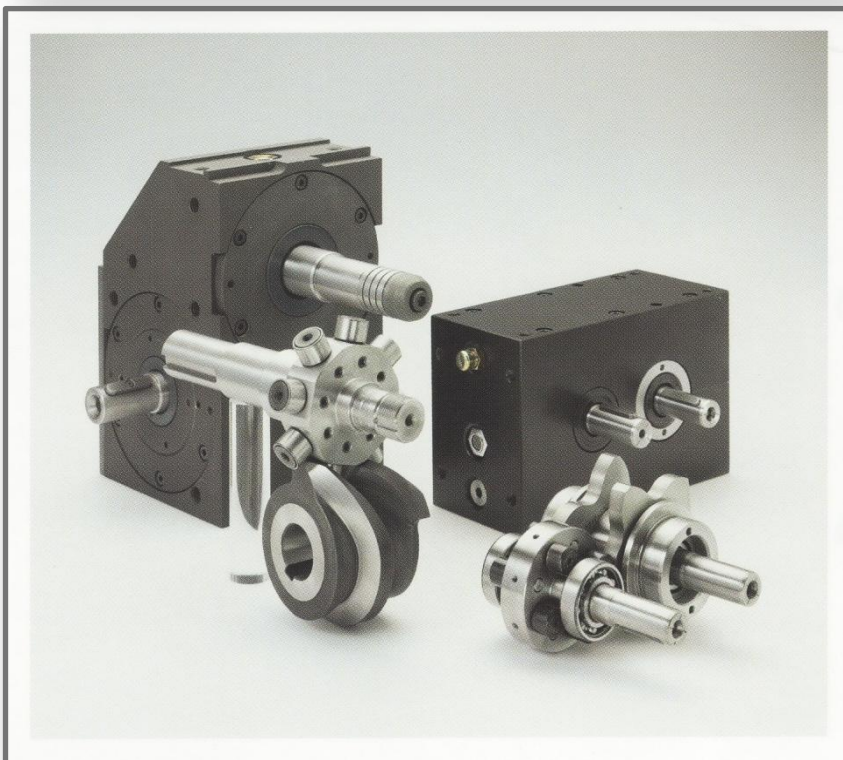
1.5 Klasické vačkové mechanismy realizující neperiodické zdvihové závislosti

Tyto mechanismy reprezentují důležitou skupinu vačkových mechanismů s tzv. krokovými zdvihovými závislostmi. Mechanismy jsou nejčastěji provedeny v podobě základních vačkových mechanismů s *radiálními*, *axiálními* a *globoidními* vačkami podle *obr.1.13* z produkce firmy Miksch (Německo) a jako převodové skříně, katalogizované do výkonnostních řad. Nejčastější použití těchto mechanismů je ve výrobních systémech jako elementů pevné automatizace. Na *obr.1.14* je ukázka výrobního programu krokových převodovek firmy ZZ-Antriebe (Karlsruhe, Německo).



Obr.1.13

*Základní vačkové
krokové mechanismy*



Obr.1.14

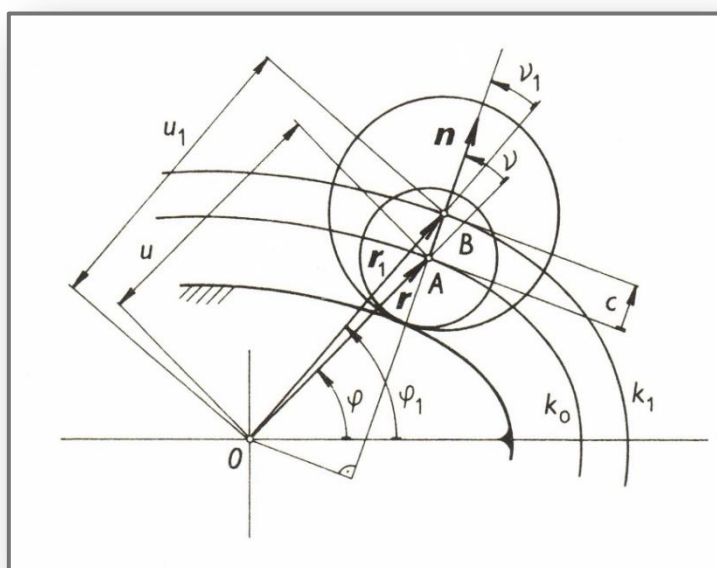
*Krokové převodovky
s globoidní vačkou
a radiální dvojvačkou*

Tato stručná ukázka dává představu, jak rozmanitý je svět klasických vačkových mechanismů. Vačky nalézáme v obrovském množství aplikací v nejrůznějších kinematických strukturách mechanismů. Pro efektivní návrh a výpočet klasických mechanismů je třeba používat speciální výpočetní software, který bude popsán v následující kapitole 2.

1.6 Výroba vaček

Výroba vaček je náročná a vyžaduje speciální obráběcí stroje pro technologie frézování, broušení a elektroerozivní obrábění. Stručný popis problematiky výroby je pro představu aplikací vačkových mechanismů důležitý, neboť přesnost výroby činných ploch vaček je pro správnou funkci vačkových mechanismů rozhodující. Rovněž zvolená kinematická struktura aplikace vačkového mechanismu rozhoduje o mnoha parametrech výrobního mechanismu včetně ceny. Každý typ vaček (radiální, axiální a globoidní) vyžaduje specifické výrobní souřadnice činné plochy vačky. Výrobním souřadnicím odpovídají NC osy obráběcího stroje, které jsou spolu svázány definovanou interpolací.

Výrobní souřadnice radiální vačky jsou znázorněny na *obr.1.15*. Teoretickým profilem je označována dráha středu rolny (teoretický profil, bod A) s polárními souřadnicemi (φ, u) . Výrobní souřadnice jsou znázorněné polární souřadnice libovolné ekvidistanty (bod B) s polárními souřadnicemi (φ_1, u_1) , která je určena parametrem c ve směru normály n k teoretickému profilu. Nejčastěji jsou výrobní souřadnice dokumentovány jako trajektorie teoretického profilu nebo souřadnice činné plochy vačky (povrch vačky). Výrobním CNC strojem je každý tříosý obráběcí stroj s odpovídající výrobní přesností (frézka, bruska pro tvarové broušení), který má souvislé řízení ve dvou osách s možností výpočtu nástrojové korekce podle parametru c . Pro sériovou výrobu radiálních vaček jsou nejlepší speciální brousící stroje, neboť řídicí CNC systém musí obsahovat automatické obráběcí cykly pro broušení činné plochy vačky a orovnávaní brusného kotouče podle zadané výrobní technologie. Výpočetní systém kinematické syntézy (viz. kapitola 2), který generuje výrobní souřadnice, musí dodat informace o poloměru křivosti dráhy dané ekvidistanty pro určení maximálního poloměru obráběcího nástroje (fréza, brusný kotouč). V malosériové a kusové výrobě některých typů radiálních vaček se s výhodou používají stroje pro elektroerozivní obrábění („drátořez“), který je schopen vačky „řezat“ do kalených materiálů ve vysoké přesnosti a s vysokou kvalitou drsnosti povrchu.



Obr.1.15 Výrobní souřadnice radiální vačky

1.7 Mechanismy s elektronickou vačkou

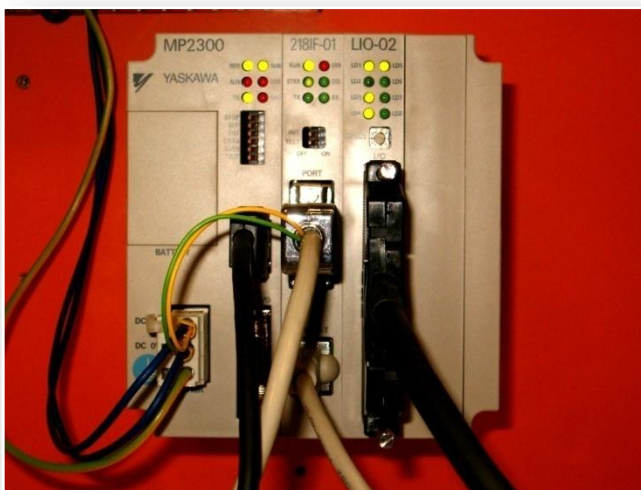
Mechanismy s elektronickou vačkou kinematicky definujeme stejně, jako jsou popsány v odstavci 1.4 mechanismy s klasickou vačkou. Klasický základní vačkový mechanismus je nahrazen servomotorem, jehož rotační pohyb hřídele je ekvivalentní s rotačním pohybem vahadla některého ze základních vačkových mechanismů. Posuvný pohyb výstupního členu základních vačkových mechanismů lze přiřadit k posuvným pohybům lineárního servomotoru nebo k rotačnímu servomotoru s převodovým mechanismem, např. kuličkovým šroubem. Protože rotační pohyby výstupních základních vačkových mechanismů jsou zdaleka nejčastější, disertační práce se proto zabývá rotačními pohyby elektronických vaček jako základními, které se vztahují k hlavním členům mechanismů spojených s rámem rotační kinematickou dvojicí.

Elektronickou vačkou je nazýván komplexní systém skládající se z níže uvedených prvků. *Servomotor* je pouze jeho výkonná silová část, která je zdrojem pohybové funkce ve stejném smyslu, jako jsou základní klasické vačkové mechanismy. Samozřejmě každá aplikace s klasickou nebo elektronickou vačkou vyžaduje specifické konstrukční prvky, ale z kinematického hlediska pohonu pracovního členu mechanismu jde o totéž.

Systém elektronické vačky použitý k výzkumným účelům ve VÚTS, a který je součástí standu popsaného v kapitole 3, je vyroben firmou Yaskawa (Japonsko). Je to špičkový elektronický systém včetně servomotoru, kontroleru, vstupů a výstupů.

Jeho základní části jsou:

Kontroler MP2300



Basic Module



Model Name : MP2300
Model : JEPMC-MP2300
Approx. Mass : 500 g

Items	Specifications
Power Supply	Input power voltage: 24 VDC \pm 20% Current consumption: 1A Inrush current: 40A or less
Motion Network	One circuit for MECHATROLINK-II : Twenty-one stations, including servo drives and I/O equipment, can be connected. (16 axes for servo drives) Transmission speed: 10Mbps (MECHATROLINK-II) Maximum segment length: 50m
I/O Signals	Direct input: 8 points (One point can be used for interrupts), 24VDC, 4mA, and source mode or sink mode input Direct output: 4 points, 24VDC, 100mA, open collector, and sink mode output
Slot for Optional Modules	3 slots

Komunikační modul 218IF - 01

Communication Modules (cont'd)

●Ethernet Communication Module (218IF-01)



Model : JAPMC-CM2300
Approx. Mass : 90 g

■ For Ethernet communication

Items	Specifications
Interface	One port (10BaseT) (RJ-45 modular jack)
Max. Segment Length	100m
Transmission Speed	10Mbps
Access Mode	IEEE802.3
Frame Format	Ethernet Ver.2 (Conforming to DIX)
Connections	TCP/UDP/IP/ARP
Max. Number of Words in Transmission	512 words (1024 bytes)
Communication Protocols	Extended MEMOBUS, MEMOBUS, MELSEC-A, non-procedure, or MODBUS/TCP
Max Number of Connections	20 stations

■ For RS-232C communication

Items	Specifications
Interface	One port
Connector	D-sub 9 pins (Female)
Max. Transmission Distance	15m
Transmission Speed	19.2kbps
Access Mode	Asynchronous (Start-stop synchronization)
Communication Protocols	MEMOBUS (Master or Slave), MELSEC, or non-procedure
Media Access Control Method	1:1
Transmission Format (Can be set)	Data bit length: 7 or 8 bits Stop bits: 1 or 2 bits Parity bits: Even, odd, or none

I / O Modul LIO – 02 (vstupy/výstupy, čítač)

I/O Modules

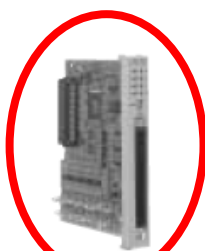
●I/O Modules (LIO-01/-02)



Model Name : LIO-01
Model : JAPMC-IO2300
Approx. Mass : 80 g

■ Digital I/O for LIO-01/-02 Modules

Items	Specifications
Input Signals	16 points (All connected) and 24 VDC $\pm 20\%$, 5 mA (TYP) Sink mode or source mode input and photocoupler isolation Min. ON voltage/current: 15V/1.6 mA Max. OFF voltage/current: 5V/1.0 mA Max. Response time: OFF→ON 1 ms and ON→OFF 1 ms Interruption (DI-00): DI-00 can be used for interruptions. If an interruption is enabled, the interrupt drawing is started when DI-00 is set to ON. Pulse Latch (DI-01): DI-01 can be used for pulse latching. If pulse latching is enabled, the pulse counter is latched when DI-01 is set to ON.
Output Signals	16 points (All connected) and 24 VDC $\pm 20\%$, 100 mA max. Open collector: sink mode output (LIO-01 module) source mode output (LIO-02 module) Photocoupler isolation and Max. OFF current: 0.1 mA Max. Response time: OFF→ON 1 ms and ON→OFF 1 ms Output Protection: Fuse (For protection against fires caused by an overcurrent when outputting after a short circuit occurred If circuit protection is required, provide a fuse for each output circuit.



Model Name : LIO-02
Model : JAPMC-IO2301
Approx. Mass : 80 g

■ Pulse Input for LIO-01/-02 Modules

Items	Specifications
Number of Channels	1 (Phase A, B, or Z input)
Input Circuit	Phase A/B: 5V differential inputs, no insulation, and max. frequency 4 MHz Phase Z: 5V/12V photocoupler inputs and max. frequency 500 kHz
Input Method	Phase A/B (1, 2, or 4 multipliers), sign (1 or 2 multipliers), addition/subtraction (1 or 2 multipliers)
Latch Input	Pulse latch with phase Z or DI-01
Others	Min. Response time: 5 μ s when input with phase Z; 60 μ s when input with DI-01 Coincident detection; Preset and clear functions for counter values

Servopack a Servomotor

Σ-II Series (Model: SGDh)

With the products in the Σ-II series, your machines can perform at high speeds and feed smoothly. By mounting an application module on the SGDh SERVOPACK, you can connect a SERVOPACK to various networks such as MECHATROLINK-II or DeviceNet.

●Type Designation for SERVOPACKs

SGDh – A3 AE – □

Σ-II
SGDh
SERVOPACK

Capacity
A3 : 30W
to
IE : 15.0kW

Supply
voltage
A : 200 VAC
B : 100 VAC
D : 400 VAC


Model
E: Speed,
torque, or
position control

Options
Blank: Base-mounted
R: Rack-mounted (5kW max. only)
P: Dust-ventilation (5kW to 15kW only)
S: Single-phase, 200V power supply



▲ Application modules



SGMGH ¹ High-speed Feed Series (1500min ⁻¹) 	SGMGH-05□	0.45 kW	—	—	05AE	05DE
	SGMGH-09□	0.85 kW	—	—	10AE	10DE
	SGMGH-13□	1.3 kW	—	—	15AE	15DE
	SGMGH-20□	1.8 kW	—	—	20AE	20DE
	SGMGH-30□	2.9 kW	—	—	30AE	30DE
	SGMGH-44□	4.4 kW	—	—	50AE	50DE
	SGMGH-55□	5.5 kW	—	—	60AE	60DE
	SGMGH-75□	7.5 kW	—	—	75AE	754DE
	SGMGH-1A□	11 kW	—	—	1AAE	1ADE
	SGMGH-1E□	15 kW	—	—	1EAE	1EDE

Komunikace je zařízena několika způsoby. V konečné fázi se ustálila na používání dotykových obrazovek japonské firmy *Pro-face* (viz. obr.II.5).

Programové vývojové prostředí MPE720 v.6 je popsáno v kapitole 6.

2. Zdvihové závislosti a řešení vačkových mechanismů

V následujících kapitolách jsou některé frekventované termíny, které je třeba definovat. Jsou to především pojmy *zdvihová závislost*, *pohybová funkce*, *polohová přesnost pohybové funkce elektronické vačky* a *kinematická analýza a syntéza* vačkových mechanismů.

2.1 Zdvihová závislost, pohybová funkce

a polohová přesnost pohybové funkce elektronické vačky

Funkci přiřazující času polohovou veličinu určitého členu složeného vačkového mechanismu budeme nazývat *pohybovou funkcí* tohoto členu. Pohybová funkce elektronické vačky (teoretická a skutečná) je pohyb hřídele servomotoru (Slave) v závislosti na čase a tato pohybová funkce kinematicky budí dynamický systém převodových mechanismů kinematického řetězce, na jehož konci je pracovní člen. Příslušné derivace pohybové funkce podle času jsou veličiny rychlost a zrychlení.

Funkci přiřazující poloze určitého členu polohovou veličinu jiného členu složeného vačkového mechanismu budeme nazývat *zdvihovou závislostí*. Zdvihová závislost elektronické vačky je teoretická funkce polohy hřídele servomotoru (Slave) v závislosti na poloze virtuálního hřídele (Master), resp. virtuálního natočení. Příslušné derivace zdvihové závislosti podle nezávislé polohy jsou 1. a 2. derivace zdvihové závislosti (0. derivací je často označován samotný zdvih). 1. a 2. derivace zdvihové závislosti se často označuje jako první a druhá převodová funkce, viz. *Dodatek IV*. V kapitole 4 a 5 je zdvihová závislost označena symbolem Π .

Vztah mezi *zdvihovou závislostí* a *pohybovou funkcí* téhož členu, např. hnaného členu základního vačkového mechanismu je u všech schématických obrázků *kapitol 3 a 4* (viz. např. *obr.4.1 a obr.5.1*)

Zdvihová závislost (0., 1. a 2. derivace) elektronické vačky transformovaná úhlovou rychlostí a zrychlením virtuálního hřídele je teoretická pohybová funkce. Rozdíl mezi požadovanou teoretickou a skutečnou pohybovou funkcí je *polohová přesnost pohybové funkce* elektronické vačky (označovaná jako *PERR*) [27]. Jedním z cílů aplikací elektronických vaček je dosáhnout co nejlepší shody teoretické pohybové funkce se skutečnou na hřídeli servomotoru.

2.2 Kinematická analýza a syntéza vačkových mechanismů

Kinematickou analýzou složeného vačkového mechanismu *s klasickou vačkou* se rozumí určení pohybu (kinematických veličin) pracovního členu pro dané rozměry kinematického řetězce, daný pohyb na vstupu a danou geometrii vačky. S ohledem na řešení *základního vačkového mechanismu* jde o nalezení kinematických veličin (poloha, rychlost a zrychlení) výstupního hnaného členu (vahadlo, zvedák) pro zadané vstupní otáčky vačky a geometrii mechanismu včetně geometrie teoretického profilu vačky. Analýzou je tedy stanovena *pohybová funkce* libovolného hlavního členu kinematického řetězce v závislosti na čase, resp. *zdvihová závislost* v závislosti na úhlu pootočení vačky při konstantní úhlové rychlosti $\omega = 1$. V kinematické analýze složeného vačkového mechanismu *s elektronickou vačkou* jde o stejnou úlohu s tím rozdílem, že pohybová funkce rotoru servomotoru má svůj ekvivalent v pohybu vahadla základního vačkového mechanismu s klasickou vačkou a tato pohybová funkce je prostřednictvím parametrů zdvihové závislosti (0., 1. a 2. derivace) uložena v paměti řídicího kontroleru.

Kinematickou syntézou složeného vačkového mechanismu s klasickou vačkou se rozumí návrh mechanismu pro předepsaný pohyb pracovního členu a pro daný pohyb vačky. Výsledkem je obvykle stanovení polárních souřadnic teoretického profilu vačky na základě zdvihové závislosti pracovního členu mechanismu v závislosti na konstantní rotaci (natočení) vačky. Kinematickou syntézou složeného vačkového mechanismu s elektronickou vačkou se rozumí stanovení zdvihové závislosti rotoru servomotoru (Slave) na základě zdvihové závislosti pracovního členu, který je funkcí natočení virtuálního hřídele (Master).

2.3 Zdvihové závislosti

Zdvihové závislosti vaček je jedna z nejdůležitějších kapitol v problematice kinematiky (kinematická syntéza) a dynamiky vačkových mechanismů. Zdvihovou závislost předepisujeme pracovnímu členu mechanismu a na tento pohyb jsou kladeny rozličné požadavky z pohledu kinematiky a dynamiky. Je nutné si uvědomit, že pohybová funkce pracovního členu kinematicky budí dynamický systém mechanismu stroje. Volba zdvihové závislosti pracovního členu musí odpovídat požadované technologické funkci. Požadavky na zdvihové závislosti jsou tak rozmanité, že hlubší rozbor by přesáhl rámec disertační práce. Popíšu základní rozdělení a použití zdvihových závislostí pro účely aplikací elektronických vaček na dynamickém standu. Jakou formou jsou zdvihové závislosti zpracovány výpočetním systémem, je prezentováno v následujících odstavcích této kapitoly.

2.3.1 Rozdělení zdvihových závislostí

Závislosti typu 01

Jsou to neperiodické funkce, z kterých se skládá pohybový interval pracovního členu v úloze syntézy. Nejčastěji je tato funkce mezi dvěma klidovými intervaly, např. mezi dvěma kruhovými oblouky radiální vačky o různých radiusech. Z funkcí tohoto typu je možné v kombinaci s klidovými intervaly modelovat periodické i neperiodické zdvihové závislosti pracovních členů. Tyto závislosti jsou normalizované a v programech jsou uloženy v jednotkových tvarech. Tyto zdvihové závislosti jsou modifikovatelné čtyřmi parametry podle německé normy VDI 2143 [9] a to :

- parametr *C* ... vkládá úsek s lineárním pohybem
- parametr *Lambda* ... vytváří nesymetrii
- 1. derivace na hranicích intervalu ... umožňuje napojení na jiné úseky než klidové

Modifikace zdvihových závislostí podle VDI 2143 je velmi užitečná a zákazníci v německy mluvících zemích velmi často požadovaná. Problémem těchto modifikací jsou však nevýhodné dynamické vlastnosti, protože takto modifikované zdvihové závislosti mají nespojitou 3. derivaci. Jak ukazují dynamické modely a zkušenosti z praxe, budí tyto funkce intenzivní kmitání, které se pak v neperiodických funkcích projevují značným reziduálním (zbytkovým) kmitáním v klidových intervalech (např. na kruhovém oblouku radiální vačky). Proto jsou tyto zdvihové závislosti při vyšších nárocích na dynamiku systému stroje (např. vyšší otáčky) nepoužitelné. S výhodou se těmito modifikacemi řeší geometrické (polohové) požadavky na pohyb pracovního členu. Příkladné použití zdvihové závislosti modifikované normou VDI 2143 je v kapitole 4, resp. v Dodatku II. Tato zdvihová závislost je z normy převzatá a demonstrují se na ní velmi dobře popisované dynamické jevy.

Závislosti typu 010

Jsou to periodické funkce, vložené do klidového intervalu, např. radiální vačka s jedním kruhovým obloukem. Tyto závislosti jsou normalizované a v programech jsou uloženy v jednotkových tvarech.

Závislosti typu 10101

Jsou to periodické funkce bez klidového intervalu, např. radiální vačka bez kruhového oblouku. Tyto závislosti jsou normalizované a v programech jsou rovněž uloženy v jednotkových tvarech.

Závislosti nesymetrické

Jsou to neperiodické funkce. Jde o polynomy 5. a 7. stupně. Tyto závislosti nejsou normalizovány. V programech nejsou v jednotkových tvarech.

2.3.2 Návrh zdvihových závislostí s ohledem na jejich dynamické vlastnosti

Zvláště u rychloběžných mechanismů jsou informace o dynamických vlastnostech zdvihových závislostí důležitým podkladem pro jejich výběr. V mnoha případech má pohybový interval pracovního členu předepsané počáteční a konečné polohy. Výběr zdvihové závislosti v mezích zadaných podmínek má splnit zejména následující požadavky na dynamiku mechanismu:

- zrychlující síly, silové dvojice a jejich výkon pro zvolený pohyb mechanismu mají být co nejmenší,
- vibrace vzniklé při pohybu mechanismu mají být minimální

Zdvihové závislosti, zvláště u mechanismů s elektronickou vačkou, budou posuzovány v souvislosti s dynamickým modelem mechanismu a s jeho kinetostatickým řešením. Volba zdvihové závislosti u elektronických vaček je důležitá z důvodu maximální hodnoty hnacího zrychlujícího momentu na hřídeli servomotoru. Tato hodnota je katalogovým parametrem výrobce. Vhodnou volbou zdvihové závislosti lze získat vyšší hodnoty otáček mechanismu s elektronickou vačkou.

Dynamické vlastnosti zdvihových závislostí vačkových mechanismů s poddajnými členy budou posuzovány s ohledem na velikosti amplitud reziduálních kmitů v oblasti klidu pohybové funkce pracovního členu mechanismu, zvláště u neperiodických (krokových) zdvihových závislostí (*kapitola 4*). Dalším kritériem jsou charakteristické parametry kinetostatického řešení vačkových mechanismů s tuhými členy (další odstavce, *kapitola 5*, *Dodatek IV*). Cílem není systematická katalogizace zdvihových závislostí, ale *metodika* výběru a ověření jejich dynamických vlastností, které jsou rozhodující pro danou aplikaci obou vačkových systémů.

2.4 Řešení vačkových mechanismů s klasickou vačkou

Problematikou kinematické *analýzy* a *syntézy* vaček a vačkových mechanismů se VÚTS Liberec a.s. (výzkumně-vývojový odbor matematicko-fyzikální) zabývá více jak třicet let. Veškerý vývoj je současně promítán do klasické výroby vaček technologiemi frézování, broušení a elektroerozivního obrábění. Kinematická syntéza vačky je převládající úloha a jak již bylo definováno, jde o úlohu, kdy na základě požadavků kladených na pohyb pracovního

členu (požadavky polohové, obecně kinematické) je tento pracovní pohyb transformován přes různé typy rovinných nebo prostorových mechanismů na teoretický profil vačky (obecně radiální, axiální, globoidní). Tato úloha kinematické *syntézy* je zvládnuta a s rozvojem výpočetní techniky se průběžně vyvíjí a zdokonaluje stávající software na výpočet vaček.

Ve VÚTS Liberec, a.s. se od zavedení prvních NC strojů na výrobu vaček a prvních kalkulátorů vyvíjí SW pro výpočet vaček. V této době byla stanovena základní charakteristika a definice úloh *analýzy* a *syntézy* vačkových mechanismů. Byla stanovena algoritmizace odpovídající stavu výpočetní techniky a dostupného obslužného programového vybavení. Během tohoto vývoje se ustálil algoritmus výpočtu *analýzy* a *syntézy* na *dvou variantách*, které jsou stále v platnosti:

- výpočet se odehrává na základě analytických vztahů popisujících modulové zdvihové závislosti, základní vačkové a převodové rovinné nebo prostorové mechanismy
- výpočet se odehrává na základě komunikace mezi datovými textovými soubory popisujícími zdvihové závislosti a vstupy/výstupy subsystémů (bloků) vačkových mechanismů

V současné době „počítají vačky“ oba systémy, ale vývoj se zaměřuje výhradně na druhou variantu. Protože vývoj SW je nekončící činnost, je v odstavci 2.4.1 uvedena pouze logika algoritmů *analýzy* a *syntézy* složených vačkových mechanismů. Tato logika, resp. výsledky výpočetního SW postavené na uvedené algoritmizaci jsou použitelné pro stanovení zdvihových závislostí a kinetostatické dimenzování elektronických vaček v odstavci 2.5.

V dalším odstavci 2.4.2 je pak popsáno řešení *krokových základních vačkových mechanismů* speciálním programem, určeným pro produktivní návrh a výpočet krokových mechanismů, vyráběných ve VÚTS ve formě převodovek.

Poznámka autora:

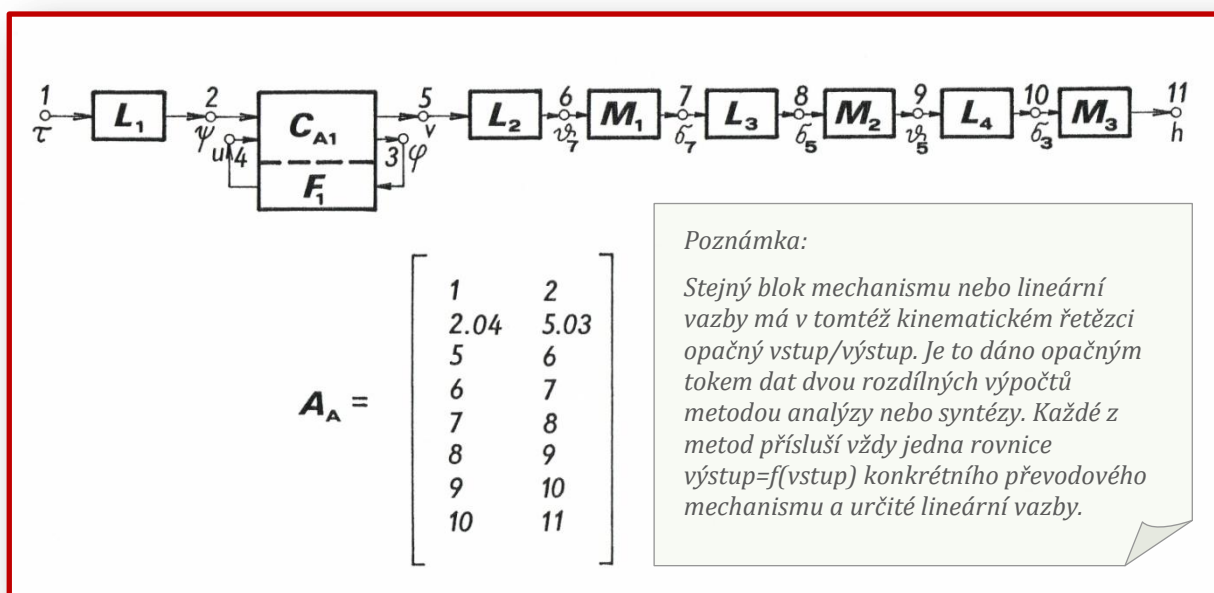
V devadesátých letech jsem se ve VÚTS intenzivně věnoval programování výpočetních systémů *analýzy* a *syntézy* složených vačkových mechanismů pod systémem DOS (podle první výše uvedené varianty) a výrobě vaček technologiemi frézování a broušení. Programy jsou dodnes využívány, zvláště pak program popsáný v odstavci 2.4.2, který dodnes není přeprogramován do systému Windows. Oba programy (včetně programu pro výpočet globoidních vaček) byly v letech 2000-5 hlavními výpočetními systémy firmy ZZ-Antriebe (Karlsruhe, Německo), kde jsem v letech 2000-3 působil jako programátor a hlavní výpočtář vaček. Produktivita kusové výroby vaček byla u ZZ-Antriebe obrovská. V tomto období jsem spočítal kolem jednoho tisíce vaček a vačkových mechanismů s mnoha variantami. Spolehlivě tak byla ověřena logika a produktivita obou výpočetních systémů. Dnes se výhradně orientuji na vývoj SW podle druhé varianty, a to především na výpočetní systém návrhu elektronických vaček. Tento systém je stručně popsán v odstavci 2.5 a všechny výsledky výpočtů elektronických vaček v disertační práci jsou provedeny tímto systémem.

2.4.1 Řešení složených vačkových mechanismů s klasickou vačkou

Postup řešení bude nejlépe objasněn na příkladu, kterým je složený vačkový mechanismus pohonu čerpadla tkacího stroje s vodním prohozem útku. Skutečný mechanismus je schématicky nakreslen na *obr.2.1* (horní obrázek). Na dolním obrázku je stejný mechanismus nakreslen s ekvivalentními kinematickými dvojicemi dvou převodových kulisových mechanismů a jednoho klikového mechanismu. Kinematický řetězec od vstupu (vačková hřídel) po výstup (píst čerpadla) je složen po řadě a ze tří převodových mechanismů:

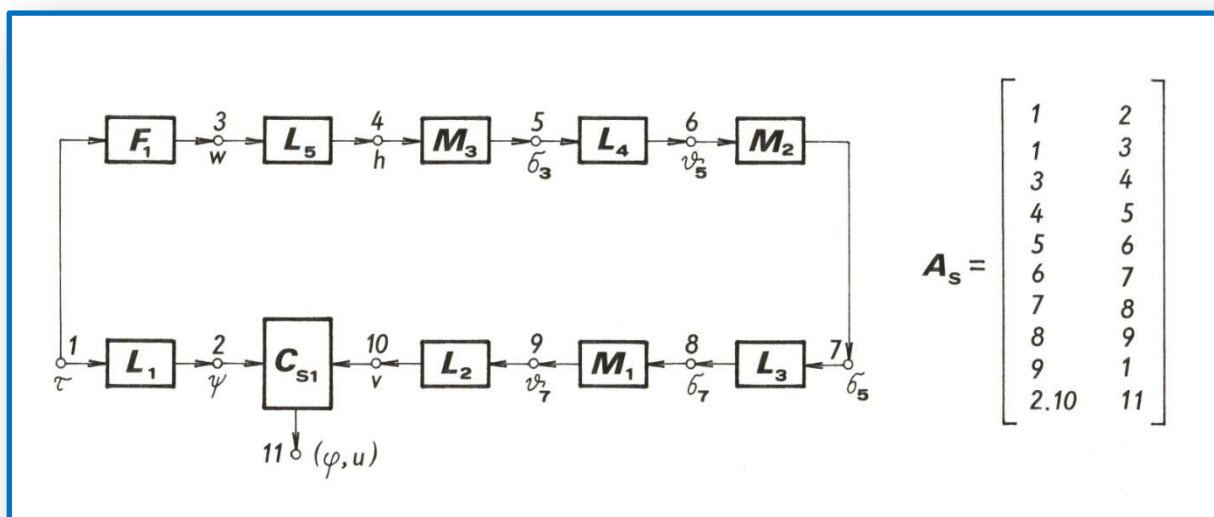
- základní vačkový mechanismus radiální vačky s vahadlem a kladkou (podle *obr.1.4*) ... blok C_{A1}/F_1 pro *analýzu*, blok C_{S1} pro *syntézu*
- kulisový mechanismus RRPR (podle *obr.1.10*) ... blok M_1
- kulisový mechanismus RRPR (podle *obr.1.10*) ... blok M_2
- klikový mechanismus RRRP (podle *obr.1.9*) ... blok M_3

Hlavní členy uvedených mechanismů jsou svázány lineárními vazbami L_2 , L_3 a L_4 . Kinematický řetězec složeného vačkového mechanismu lze rozložit na subsystémy mechanismů s jedním stupněm volnosti (rovněž poznámka v úvodu *kapitoly 4*). Mechanismy v kinematickém řetězci podle *obr.2.1* musíme popsat geometrickými a pohybovými veličinami vstupů a výstupů a přesně je orientovat podle *obr.1.4*, 9 a 10. Tato orientace je nezbytná a vyžaduje praxi v kinematice mechanismů a vazeb, neboť jednotlivé základní vačkové a převodové mechanismy jsou jako funkční bloky naprogramovány ve výpočetním systému podle zavedených parametrů knihy [1]. Kinematické schéma mechanismu lze převést na blokové schéma úlohy *analýzy* a *syntézy* podle *obr.2.2* a *obr.2.3*.



Obr.2.2 Analýza

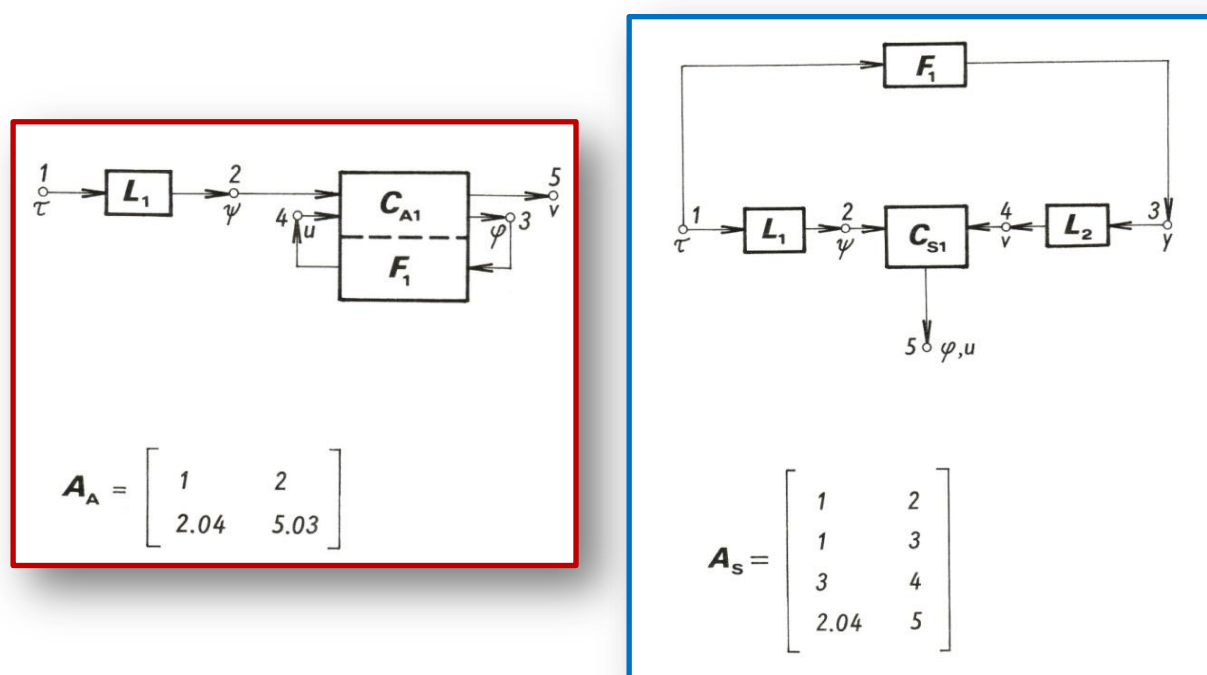
Obr.2.3 Syntéza



Lineární vazba L_1 definuje smysl rotace vačky. Funkční blok F_1 je v případě *analýzy* funkční vztah $u = u(\varphi)$ polárních souřadnic teoretického profilu radiální vačky a v případě *syntézy* je to zdvihová závislost $w = w(\tau)$ pístu čerpadla (člen 7 podle *obr.2.1*) v závislosti na úhlu pootočení τ . Matice A_A a A_S jsou řídicí matice numerického řešení úlohy, podle kterých probíhá výpočet. Řádky matice jsou *vstup* a *výstup* bloků mechanismů a lineárních vazeb podle uzlů blokových schémat. Numerický výpočet pracuje v cyklu $\tau \in \langle 0^\circ, 360^\circ \rangle$ po ekvidistantním kroku pootočení $\Delta\tau$. Výpočet čte vstupy a výstupy z matice A ke kterým přiřazuje příslušné bloky a na základě vstupů vypočítává výstupy. Výsledkem výpočtu *analýzy* jsou podle *obr.2.2* a *obr.2.1* kinematické veličiny členu 7 (píst čerpadla). Výsledkem výpočtu *syntézy* podle *obr.2.3* a *obr.2.1* jsou polární souřadnice (φ, u) teoretického profilu radiální vačky iterované na zadaný ekvidistantní krok souřadnice φ .

Představíme-li si místo bloku *analýzy* C_{A1}/F_1 a bloku *syntézy* C_{S1} vazbu servomotoru elektronické vačky mezi natočením rotoru (Slave) a natočením virtuální osy (Master), je tato představa totožná s vazbou mezi natočením vahadla základního vačkového mechanismu a natočením vačky. Algoritmy výpočtu *analýzy* a *syntézy* jsou přirozeně použitelné pro nalezení kinematického řešení složených mechanismů s elektronickou vačkou. Uvedená úloha *analýzy* a *syntézy* je pouze *kinematické řešení*, které je pro elektronické vačky nedostatečné. Pro správný výběr servomotoru elektronické vačky je nutné *kinetostatické řešení*, resp. je nutná znalost zrychlujícího momentu na hřídeli servomotoru, v kterém se redukují dynamické setrvačné účinky členů kinematického řetězce včetně vnější technologické zátěže a vlastní dynamiky rotoru servomotoru. Uvedené přiřazení servomotoru se základním vačkovým mechanismem je v tomto případě teoreticky možné, ale ve skutečnosti málo pravděpodobné. Uvedená ekvivalence slouží jako názorný příklad kinematické vazby mezi *klasickým základním vačkovým mechanismem* a *servomotorem elektronické vačky*.

Na závěr tohoto odstavce jsou na *obr.2.4* bloková schémata *analýzy* a *syntézy* s řídicími maticemi základních vačkových mechanismů (*obr.1.2* až *obr.1.7*), která mají svůj kinematický ekvivalent v servomotoru elektronické vačky, jak je popsáno výše.



Obr.2.4 Bloková schémata *analýzy* a *syntézy* základních vačkových mechanismů

2.4.2 Řešení krokových základních vačkových mechanismů

Tyto mechanismy (*obr.1.13*) jsou základem krokových převodovek. Z uvedeného výběru podle *obr.1.13* jsou z dynamického hlediska (rychlloběžnost) nejlepší krokové mechanismy s radiálními vačkami. Ukázka výpočtu vaček, vlastní konstrukce a problematika spojená s těmito klasickými mechanismy je důležitá s ohledem na stejné aplikace elektronických vaček. V této oblasti je nahrazení klasických mechanismů elektronickými vačkami nejpravděpodobnější, protože představují prvky pružné automatizace, které budou do budoucna v určitých výrobních systémech rozhodující. Jde o výhodu snadné přeprogramovatelnosti a změny zdvihové závislosti, resp. kroku. Proto je popis řešení tohoto typu klasického krokového mechanismu důležitý pro představu o náročnosti návrhu mechanismu, z něhož vyplynou hlavní přednosti a nedostatky. V závěru práce pak budou obě varianty vačkových systémů vzájemně porovnány a zhodnoceny, neboť kapitola 4 se zabývá především virtuální simulací *krokových (neperiodických) zdvihových závislostí* obou vačkových systémů na diskretních dynamických modelech s poddajnými členy.

Výpočtem pomocí programu *KINY*, metodou kinematické syntézy, stanovíme výrobní souřadnice radiálních krokových vaček. Program *KINY* začal vznikat na objednávku německé firmy *ZZ-Antriebe* v roce 2002 a byl dokončen v programu *EUREKA* v následujících letech. V rámci programu *EUREKA* byla vyvinuta vlastní řada krokových převodovek s radiálními vačkami, které jsou dnes standardním výrobkem VÚTS a patří k nejlepším v rámci evropské konkurence. Tyto vačkové mechanismy jsou častým elementem výrobních systémů a mají řadu nesporných výhod a to především :

- rychloběžnost
- vysokou tuhost karuselu (čep rolny je oboustranně vetknutý)
- vysokou životnost činné plochy vačky
- minimální bezvůlovost (možnost vymezení osové vzdálenosti karuselu a vaček)
- relativně snadnou výrobu vaček (klasické brusky na vačky, elektroerozivní stroje)

Program *KINY* umožňuje s vysokou produktivitou řešit mnoho variant geometrií vačkového krokového mechanismu s radiálními vačkami, a tak nalézt v krátkém čase optimální řešení pro zákazníkem definovaný pohyb. Zdvihové závislosti nejsou katalogizovány, je možné „vše“, co umožňuje princip tohoto mechanismu. Výpočet umožňuje stanovit *odlehčení profilů* vaček tak, že mechanismus je v každé poloze *dvojvačkový* (dotyk mají vždy pouze dvě rolny). Není nutné žádné ruční „doladování“ dodatečným broušením a zabíháním mechanismu, což se běžně v jiných firmách provádí vysoce kvalifikovanými a zručnými montéry. Mechanismy jsou montovány s vysokou produktivitou a vykazují vysokou životnost bez nutnosti záběhu.

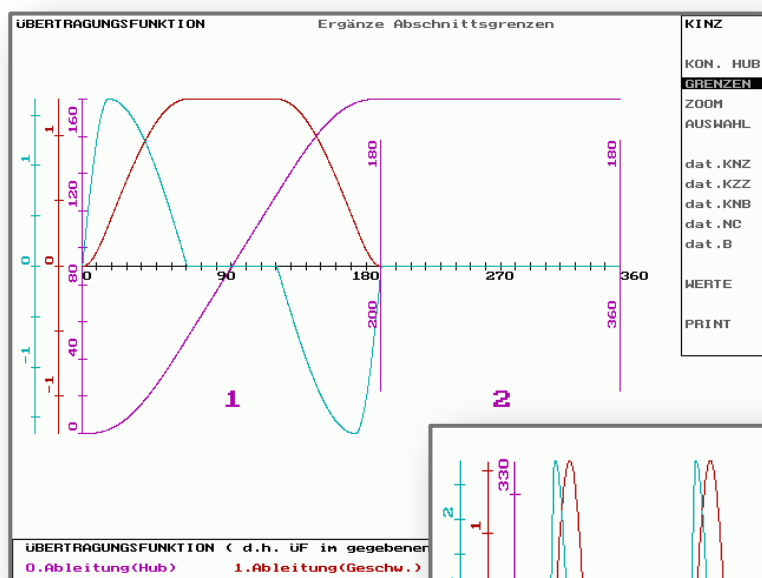
Poznámka: Následující obrázky jsou barevným negativem obrazovek programu *KINY*, protože podklad obrazovek programu je černý. Originálním barvám zelená, modrá a červená přísluší negativní barvy fialová, červená tmavá a tyrkysová.

Program *KINY* výpočet automatizuje a vlastní řešení vačky probíhá ve dvou krocích :

- definování zdvihové závislosti karuselu (výstupní pracovní člen, resp. hnaný člen)
- vlastní syntéza radiální vačky

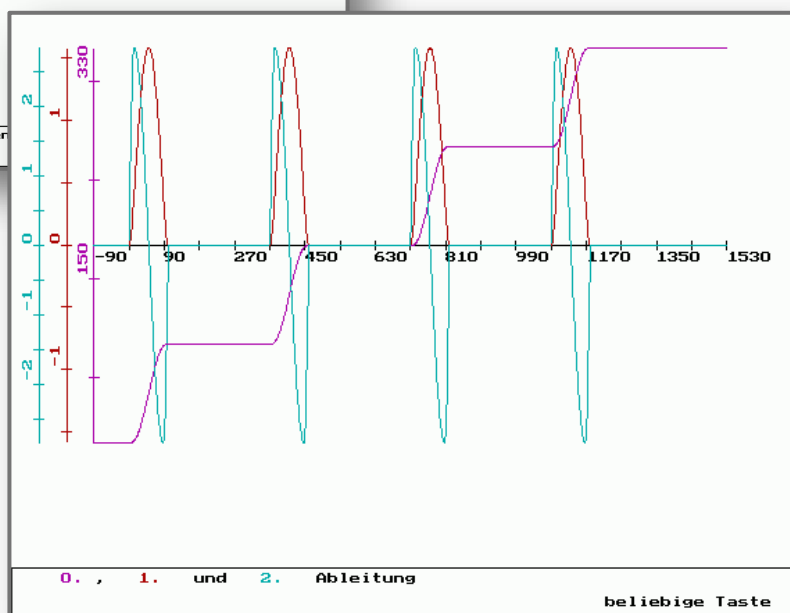
Zdvihová závislost (vlastní krok) se definuje v programovém modulu výběru zdvihových závislostí (princip katalogu jednotkových zdvihových závislostí bude popsán v následujícím odstavci). Kinematicky se krokové mechanismy dělí podle tzv. stopů, což je počet zastavení karuselu na jednu otáčku (360 [deg]). Zdvihovou závislost definujeme

na jednom pohybovém intervalu (krok, tj. pohyb karuselu, resp. zdvih a část klidová), jak je znázorněno na *obr.2.5*. Po obsazení definovaných úseků jednotkovými zdvihovými závislostmi vybranými z katalogu *01* a konstantního úseku se po zadání počtu stopů konečná zdvihová závislost automaticky transformuje do tvaru, v kterém vstupuje do výpočtu, jak ukazuje následující obrázek *obr.2.6*.



Obr.2.5

*Pohybový interval
pracovního členu*



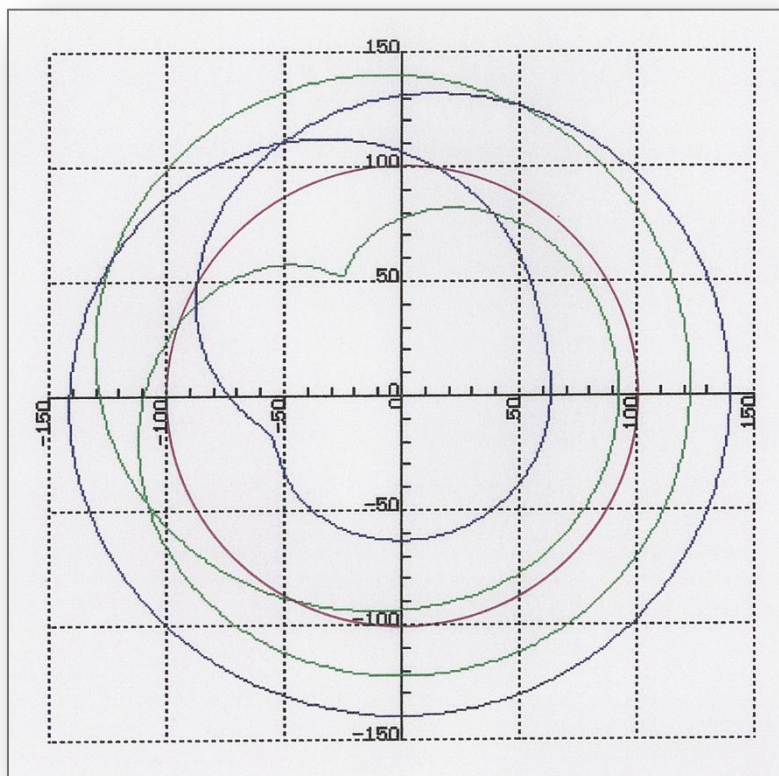
Obr.2.6

*ransformovaný
pohybový interval
(čtyřstopý)*

Algoritmus výpočtu (syntéza radiální vačky) je založen na tom, že teoretický profil vačky vznikne složením výsledků několika úloh syntézy (podle počtu roln, resp. vahadel karuselu, zabírajících s jednou vačkou). Nejpoužívanější jsou 4 rolny zabírajících do jedné vačky. Kinematiku základního vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem a kladkou popisuje *obr.1.4* a syntézu vačky jednotlivými vahadly karuselu schématicky znázorňuje *obr.2.7*.

Po načtení textového souboru, který definuje zdvihovou závislost se zadá pouze velikost výpočetního kroku (ekvidistantní krok výrobních souřadnic) a kompletní výpočet kontury vačky je automaticky proveden. V případě, kdy je použita symetrická zdvihová závislost pracovního členu (naprostá většina úloh), je výsledkem jeden profil vačky. V krokovém mechanismu jsou dva stejné profily vaček vzájemně pootočený a zrcadleny.

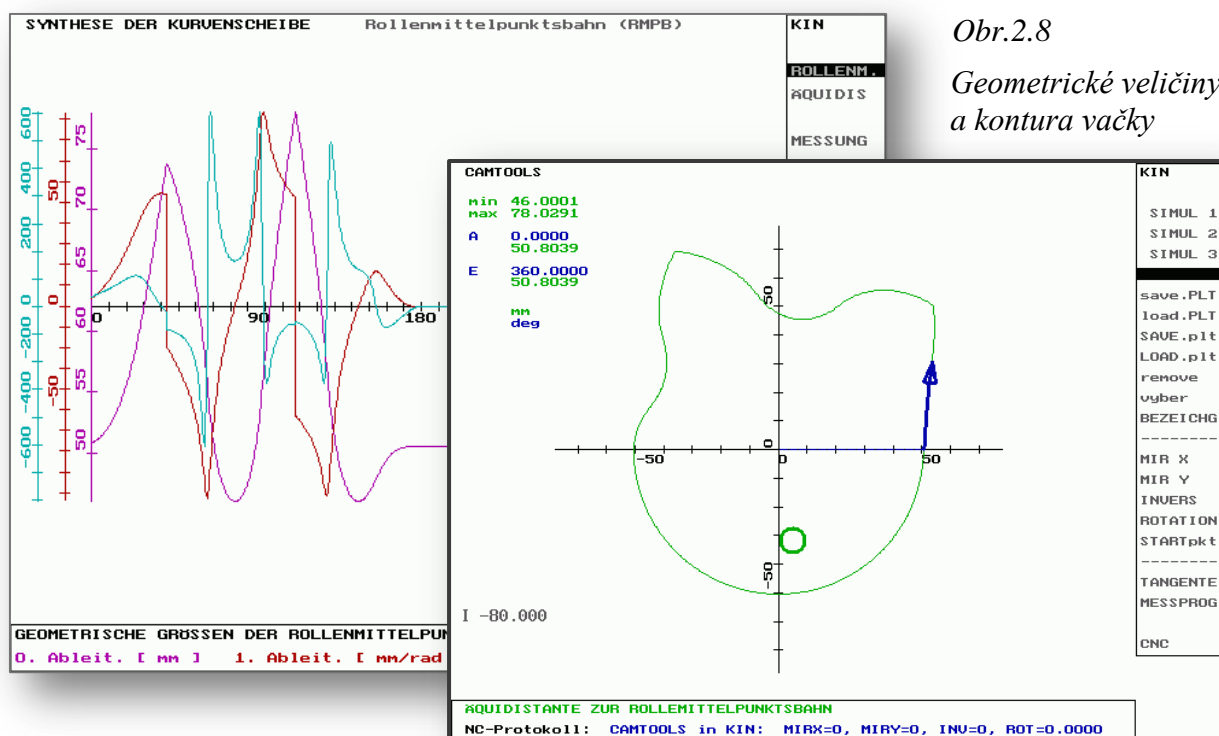
Vyrábějí se dvě vačky současně a jsou tedy stejné. K natočení dochází při montáži krokového mechanismu.



Obr.2.7

Dráha středů rolen
čtyřstopého karuselu

Výsledkem výpočtu jsou dále geometrické veličiny profilu vačky a samotná kontura vačky s výpisem charakteristických veličin, jak je zobrazeno na obr.2.8.



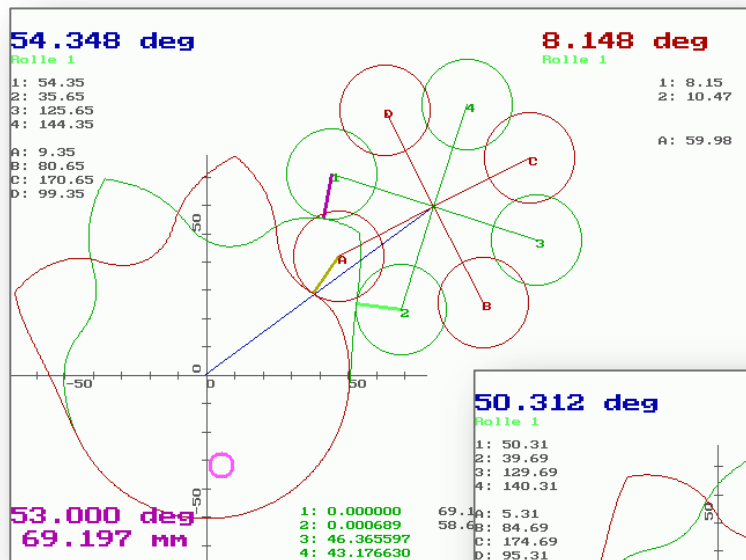
Obr.2.8

Geometrické veličiny
a kontura vačky

Program umožňuje simulaci pohybu mechanismu a to ve dvojím provedení :

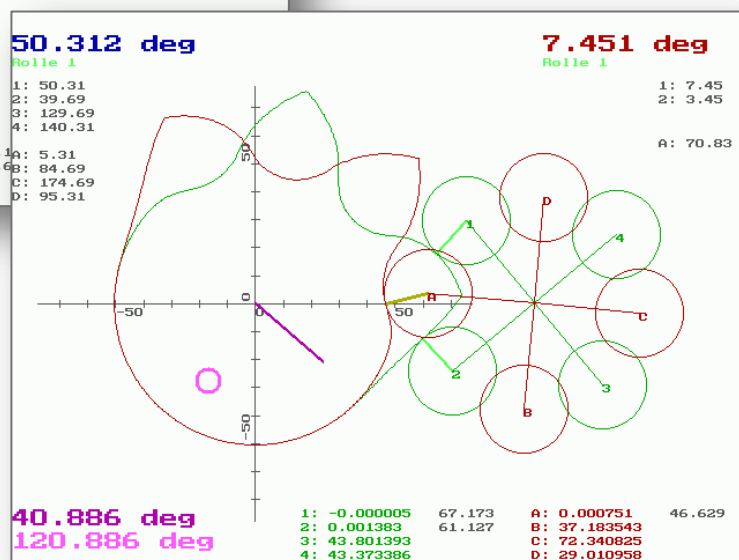
- v relativním pohybu rámu a karuselu (vačka stojí) *obr.2.9*
- rám je pevný *obr.2.10*

Obě simulace mají svůj význam a zobrazují rozdílné geometrické veličiny pohybujícího se mechanismu. V relativním pohybu rámu se v dalším řešení stanovují hranice oblastí kontury, v kterých se odlehčuje profil vačky.



Obr.2.9

Simulace v relativním pohybu

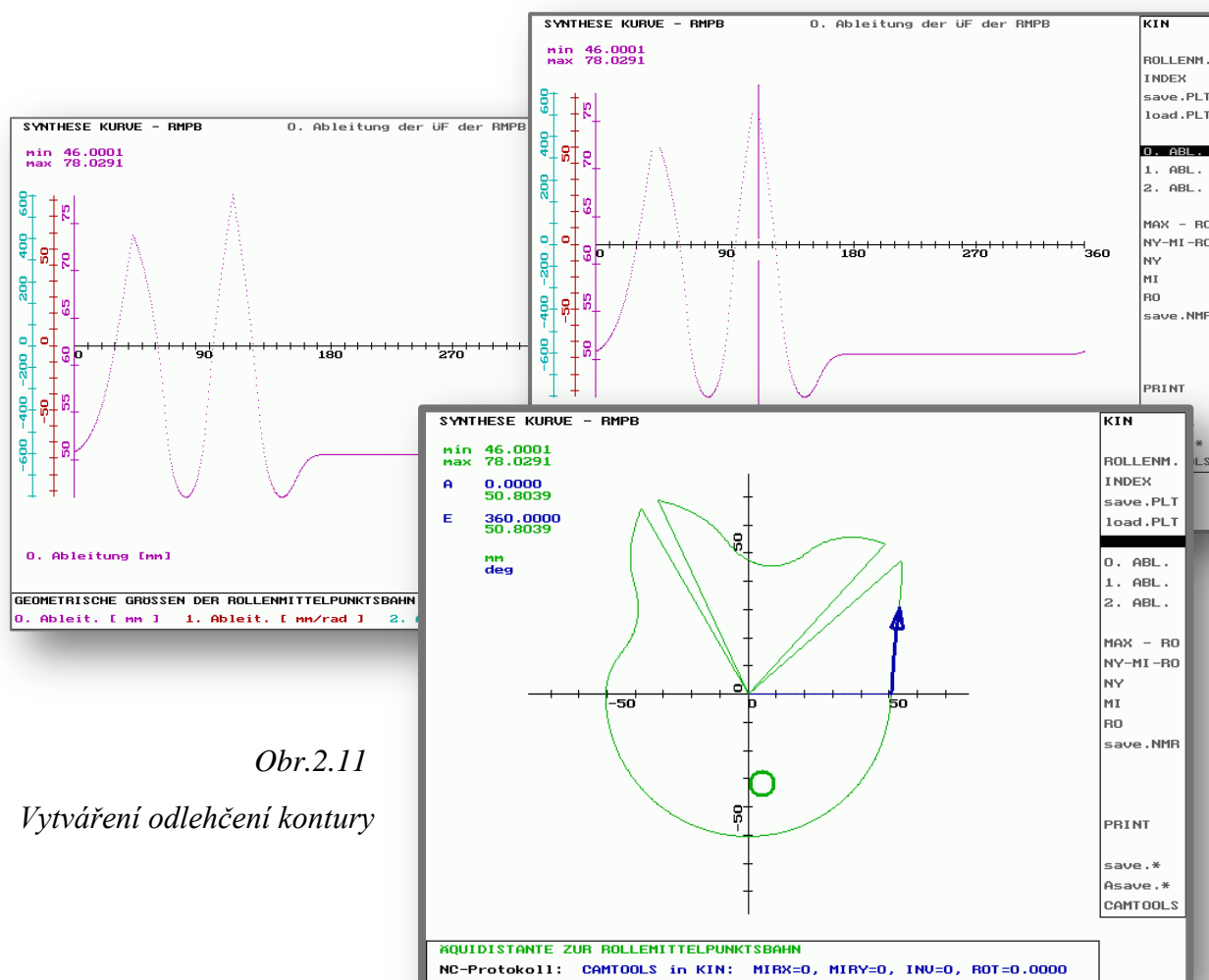


Obr.2.10

Simulace v absolutním pohybu

Volbou v menu programu (0.ABL. (0. derivate)) se vykreslí výrobní souřadnice kontury vačky. Pomocí grafického kurzoru se odstraní body v okolí ostrých vrcholů. V těchto oblastech dochází k náběhu roln na konturu vačky, a proto zde musí být povrch odlehčen, aby při náběhu nedocházelo k rázům. Při montáži převodovky, resp. při vymezování vůle mezi vačkami a karuselem pomocí excentricky uložené vačkové hřídele, se záměrně vytváří předpětí, protože snahou výroby a montáže je bezvůlovost v režimu kroku i v režimu klidu karuselu, který je kruhovými oblouky radiálních vaček aretován. To znamená, že právě nabíhající rolina je volná a je konturou zatížena právě při kontaktu. Vlivem pružných deformací tak dochází k nežádoucím rázům, není-li náběh plynulý. Toto odlehčení je pro bezvadný chod mechanismu zásadní. Velikost odlehčení (na jakém úseku povrchu vačky a o kolik zmenšit radius vrcholového bodu) je odvozeno z praxe. Podle velikosti vaček je odlehčení v okolí vrcholu na úseku max. 10ti milimetrů po povrchu a 0.6 milimetrů zmenšení radiusu vrcholového bodu.

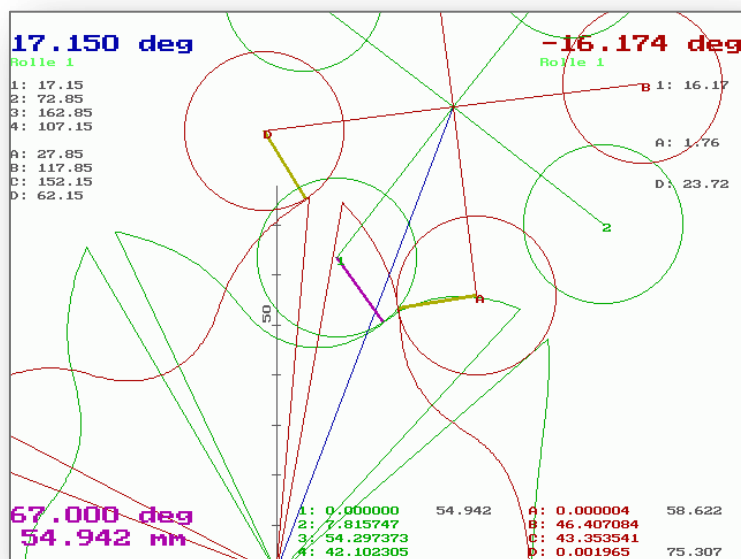
Obr.2.11 ukazuje teoretické souřadnice před a po odstranění bodů v okolí vrcholů na základě experimentálně zjištěných zkušeností.



Obr.2.11

Vytváření odlehčení kontury

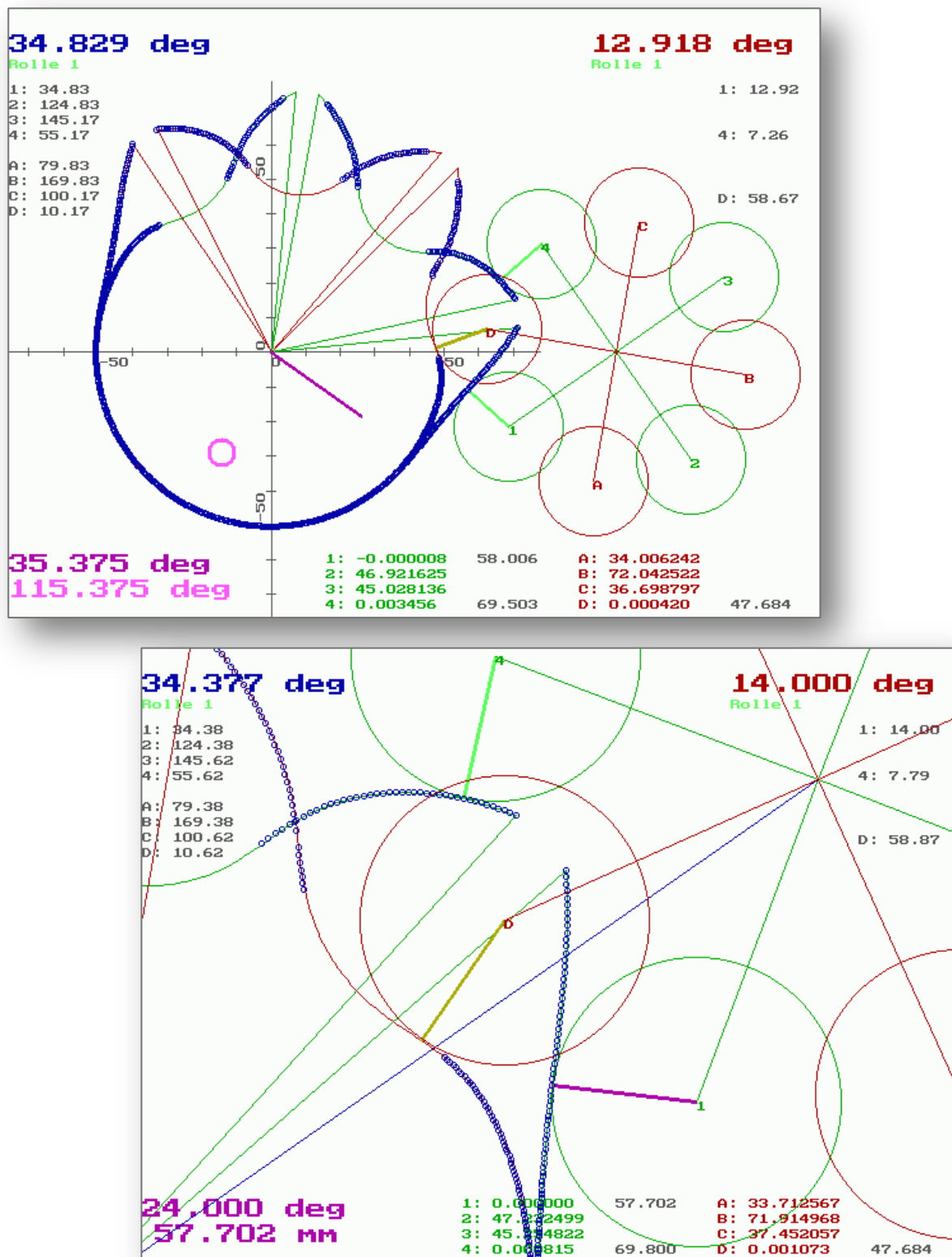
S odlehčením v okolí vrcholů (náběhů rolen karuselu na konturu vaček) je možné provádět simulaci v relativním pohybu rámu (obr.2.12) a ke zvolenému odlehčení v okolí vrcholů stanovit hranice odlehčení v okolí minimálních radiusů profilů vaček (tj. v okolí „mrtvé polohy“ vahadel karuselu). Tímto určením hranic dosáhneme toho, že s vačkami mají dotyk vždy pouze dvě rolny a mechanismus je tak v každé poloze dvojvačkový.



Obr.2.12

Simulace pohybu
s odlehčenou konturou

Další *obr.2.13* ukazuje, v kterých oblastech bude profil vačky odlehčen. Z obrázku je zřejmé, že v kontaktu s profilem vačky jsou rolly 1 a 4, rolla D prochází „mrtvou“ polohou (v této poloze dosahuje úhel tlaku extrémní hodnoty) a při odlehčené kontuře není v kontaktu s vačkou.

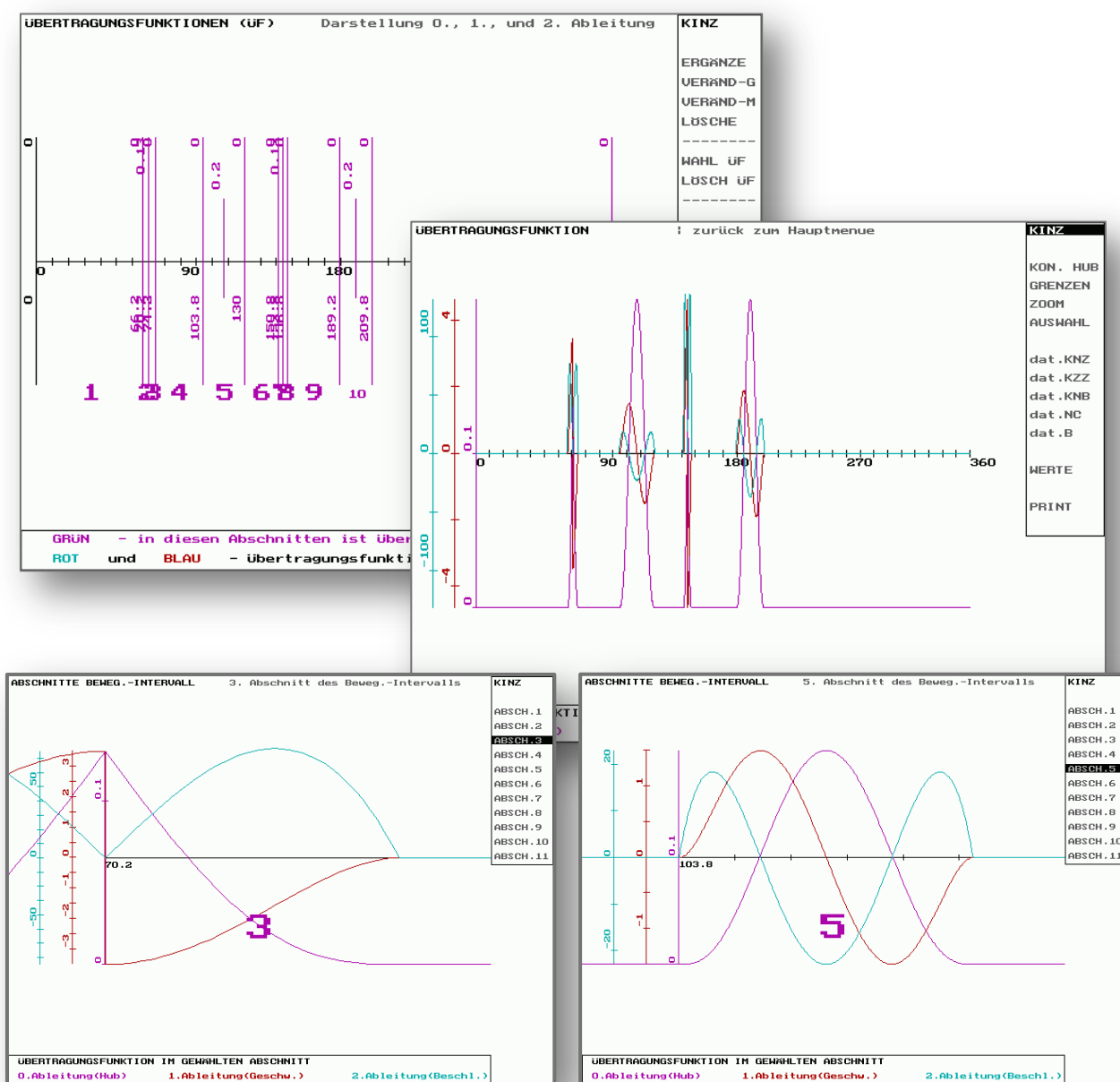


Obr.2.13 Úseky, v kterých dojde k odlehčení kontury

Výrobní souřadnice profilu včetně odlehčení se připraví ve dvou krocích :

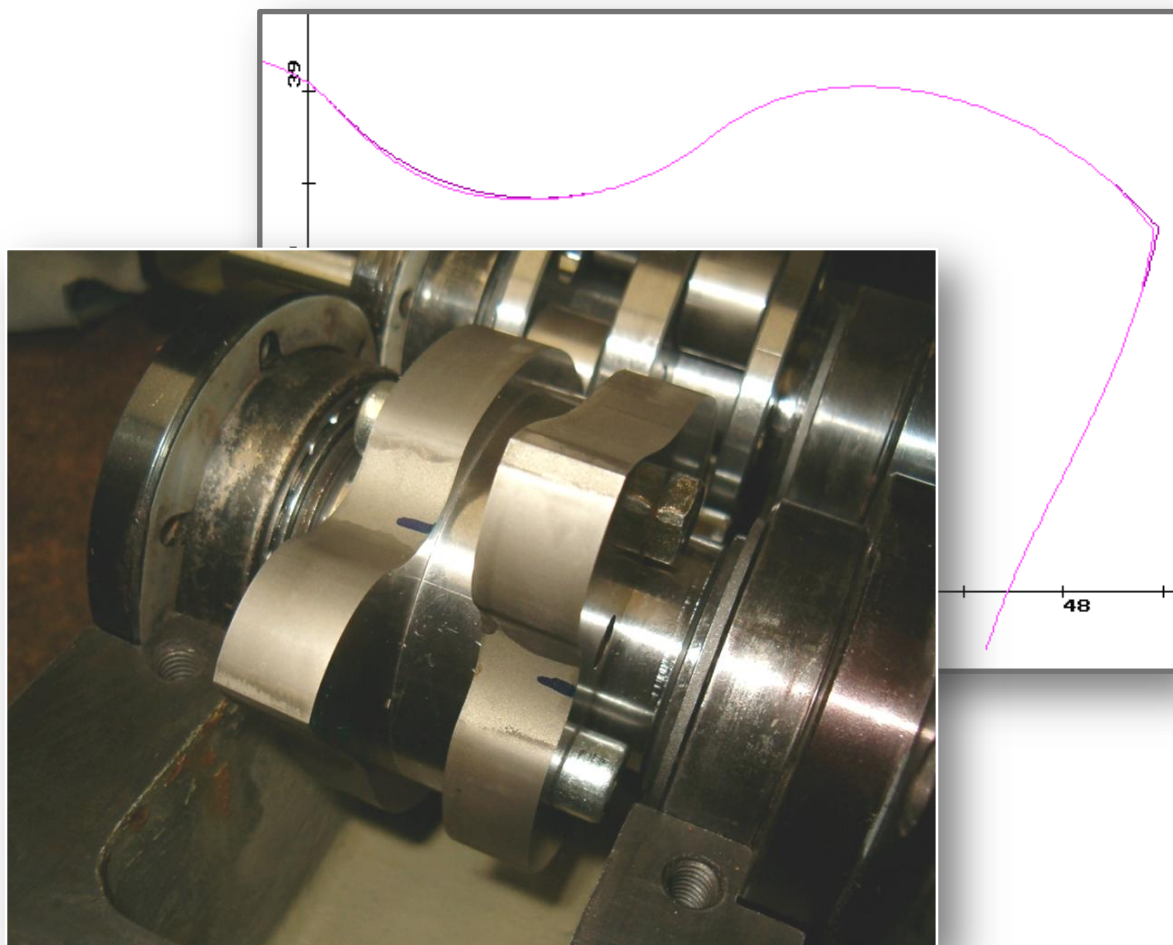
1. Na základě definovaných hranic (úhlová polární souřadnice) se namodeluje toto odlehčení jako zdvihová závislost, kde délkové hodnoty jsou zjištěny experimentálně. Protože průběh odlehčení má spojitě derivace, dojde k plynulému napojení odlehčení s profilem vačky. Textový soubor popisující odlehčení je stejný jako soubor jiné zdvihové závislosti.
2. Souřadnice odlehčení sloučíme s teoretickými souřadnicemi kontury vačky a dostaneme tak výsledné výrobní souřadnice.

Následující *obr.2.14* postupně demonstruje modelování odlehčení programem *KINZ*, včetně zvětšení úseku 3 (oblast prvního maxima poloměru, resp. oblast prvního náběhu roln na konturu) a úseku 5 (oblast prvního minima poloměru, resp. oblast prvního průchodu rolny spojnicí os rotace vačky a karuselu).



Obr.2.14 Modelování odlehčení (ZOOM oblasti 3 a 5)

Po sloučení polárních dat odlehčení s teoretickými polárními souřadnicemi tak dostáváme výrobní souřadnice kontury vačky, částečně znázorněné na *obr.2.15*.



Obr.2.15 Část kontury vačky s odlehčeným profilem (výpočet a skutečnost)

Výsledky zkoušek a zkušenosti zákazníků s takto vyrobenými vačkami jsou vynikající. Montáž probíhá bez jakékoliv úpravy profilu vaček a převodové skříně se dodávají zákazníkům bez zábrhu. Protože realizace odlehčení je prakticky možná pouze elektroerozivním obráběním (z důvodů malých poloměrů křivosti v oblasti průchodu rolny spojnicí os rotace vačky a karuselu), vyrábí VÚTS tyto krokové vačky výhradně tímto způsobem.

Závěrem se musí zdůraznit, že výroba karuselu a radiálních vaček musí být přesná. U vaček se jedná o toleranci kontury $\pm 0,02$ mm a ve stejné toleranci musí být vyrobeny otvory karuselu pro čepy rolen (radius, roztečný úhel). V těchto tolerancích a s kluzně uloženými rolnami na povlakovaných čepech je tento typ mechanismů určen pro náročné dynamické aplikace (velké silové zatížení, rychloběžnost). Jedna aplikace (Hašpl, a.s., výroba hřebíků) dosáhla otáček $800 \text{ [min}^{-1}\text{]}$. Ostatní typy krokových převodovek podle *obr.1.13* základních vačkových mechanismů jsou obdobně výrobně náročné, ale s omezenější použitelností s ohledem na dynamiku. Mají však jiné výhody, které dále nebudou analyzovány. Uvedený odstavec dává dostatečnou představu o problematice návrhu těchto významných elementů pevné automatizace.

2.5 Řešení vačkových mechanismů s elektronickou vačkou (výpočetní SW)

V předchozích odstavcích byly popsány metody kinematické *analýzy* a *syntézy* složených vačkových mechanismů s klasickou vačkou. Tyto dva pohledy budou dále zachovány jako dvě metody řešení mechanismů s elektronickou vačkou. Rovněž z předchozích odstavců vyplývá, že pohled na začlenění elektronické vačky do kinematického řetězce výrobního mechanismu je z kinematického hlediska stejný, jako je začlenění základních vačkových mechanismů. Nelze samozřejmě předpokládat, že lze automaticky základní vačkový mechanismus nahradit servomotorem elektronické vačky. Koncepce pohonu s elektronickou vačkou *vyžaduje jiný přístup* a použití jiných elementů, především s ohledem na dynamiku pohybu mechanismu. U aplikací elektronických vaček je snahou navrhnout případný kinematický řetězec mezi hřídelí servomotoru a pracovním členem s *minimálním počtem členů* a tak minimalizovat zrychlující moment na hřídeli rotoru. K silovým účinkům setrvačných sil převodových mechanismů a technologické vnější zátěže se přičítá vlastní dynamika rotoru servomotoru. Mohou nastat případy, kdy je servomotor z větší části zatížen sám sebou. Řešení mechanismů s elektronickou vačkou vedle kinematické analýzy a syntézy *vyžaduje* kinetostatický výpočet, jehož výsledkem je průběh velikosti zrychlujícího momentu na hřídeli servomotoru. Z tohoto průběhu momentu se dále počítá tzv. efektivní krouticí moment (*EKM*), který reprezentuje proudovou zátěž. Parametry maximálního okamžitého zrychlujícího momentu a jeho efektivní hodnota jsou katalogovými veličinami výrobce servomotorů a je nutné se jimi při návrhu mechanismu řídit. K těmto dvěma hodnotám přistupuje ještě okamžitá maximální velikost otáček, vyplývající z kinematiky pohybové funkce rotoru.

Z uvedeného vyplývá, že základním východiskem je požadovaná kinematika (pohyb) pracovního členu s následným výpočtem ekvivalentní silové zátěže na rotoru. Kinematické veličiny pracovního členu jsou transformovány metodou kinematické *syntézy* na zdvihovou závislost rotoru servomotoru v závislosti na virtuální hřídeli, resp. na virtuálním natočení. Tato zdvihová závislost v podobě 0., 1. a 2. derivace je uložena v paměti řídicího kontroleru pro realizaci předepsaného pohybu a pro využití v dopředných vazbách (*feedforward* rychlostní a momentový). Potřebný zrychlující moment, přesněji řečeno jeho část odvozená od vnější technologické zátěže (vnějších silových účinků), je rovněž využitelný pro dopřednou momentovou vazbu.

Výpočetní systém, který je použit k řešení vačkových mechanismů s elektronickou vačkou, je navržen a programován v prostředí *MS Excel*. Tento mocný vývojový prostředek je neobyčejně vhodný, neboť umožňuje kombinace nejrůznějších metod výpočtů prostřednictvím vzorců, maticových vzorců a programů v kódu jazyka *VBA (Visual Basic for Applications)*. Koncepce prostředí pomocí listů umožňuje přehledně členit metody a způsoby řešení, zaznamenávat nejrůznější dokumentaci ve formě grafů, scanů, fotografií, variant řešení apod. Hierarchie Excelu je plně objektová, což umožňuje využívat přehledně obrovské množství objektových metod a vlastností. Nevýhodou je rychlost výpočtu, která se projeví teprve při obsáhlých numerických výpočtech, např. při numerickém řešení Lagrangeových rovnic v kapitole 4. Stále se ale jedná pouze o desítky vteřin. Vzhledem k četnosti těchto druhů výpočtů je tento „nedostatek“ zanedbatelný. Protože je tento výpočetní systém používán k řešení příkladných úloh, u kterých je popis řešení podrobný, bude zde uveden pouze stručný přehled výpočetních možností. Název programu je *zzVxx.yy*, kde *zz* symbolizuje program pro návrh a výpočet zdvihových závislostí elektronických vaček, *Vxx.yy* je pak poslední *Verze měsíc.rok* (úlohy řešené v dalším textu jsou verzí programu *zzV05.09*).

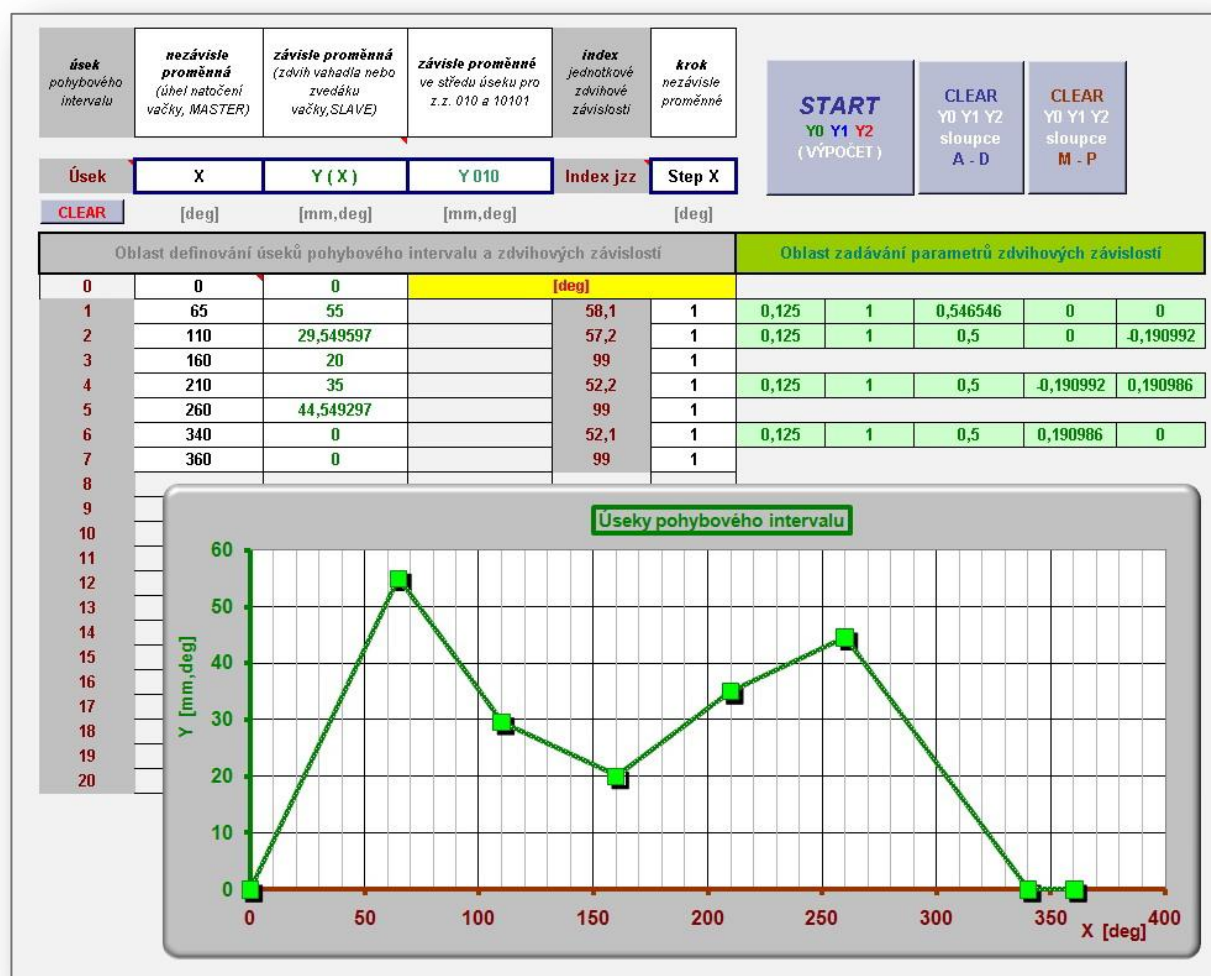
Základní funkcí *otevřeného* výpočetního systému *zzVxx.yy* je modelování zdvihových závislostí a kinetostatický výpočet.

2.5.1 Zdvihové závislosti mechanismů s elektronickou vačkou

Pro zdvihové závislosti mechanismů s elektronickou vačkou je v platnosti vše, co je obsahem odstavce 2.3. Problematika zdvihových závislostí se prolíná všemi kapitolami a dodatky disertační práce. Ve stručnosti je popsána práce s modelováním zdvihových závislostí programem *zzVxx.yy*.

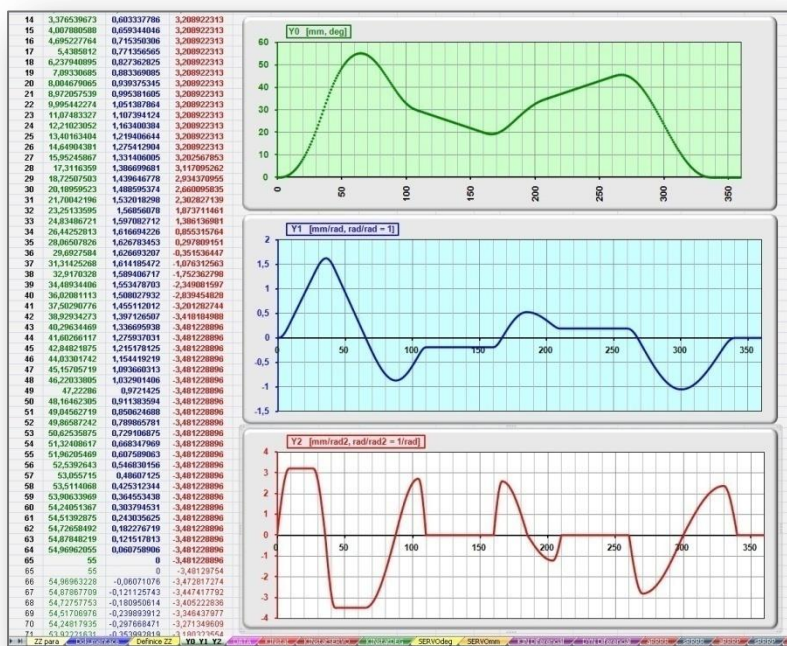
Pohybový interval, což je perioda popsaná jednotlivými zdvihovými závislostmi, se zadává formou tabulky podle *obr.2.16*. V jednotlivých řádcích, které jsou číslovány podle pořadí úseků pohybového intervalu, jsou následující informace potřebné pro výpočet:

- hranice úseků nezávisle proměnné (natočení virtuálního hřídele)
- hodnota zdvihové závislosti na hranici úseků
- parametr pro případ zdvihové závislosti typu 010
- index jednotkové z.z. z katalogu jednotkových z.z. (katalog *obr.2.18*)
- výpočetní krok nezávisle proměnné (virtuální natočení)
- případné parametry, které vyžaduje jednotková z.z. a norma VDI 2143



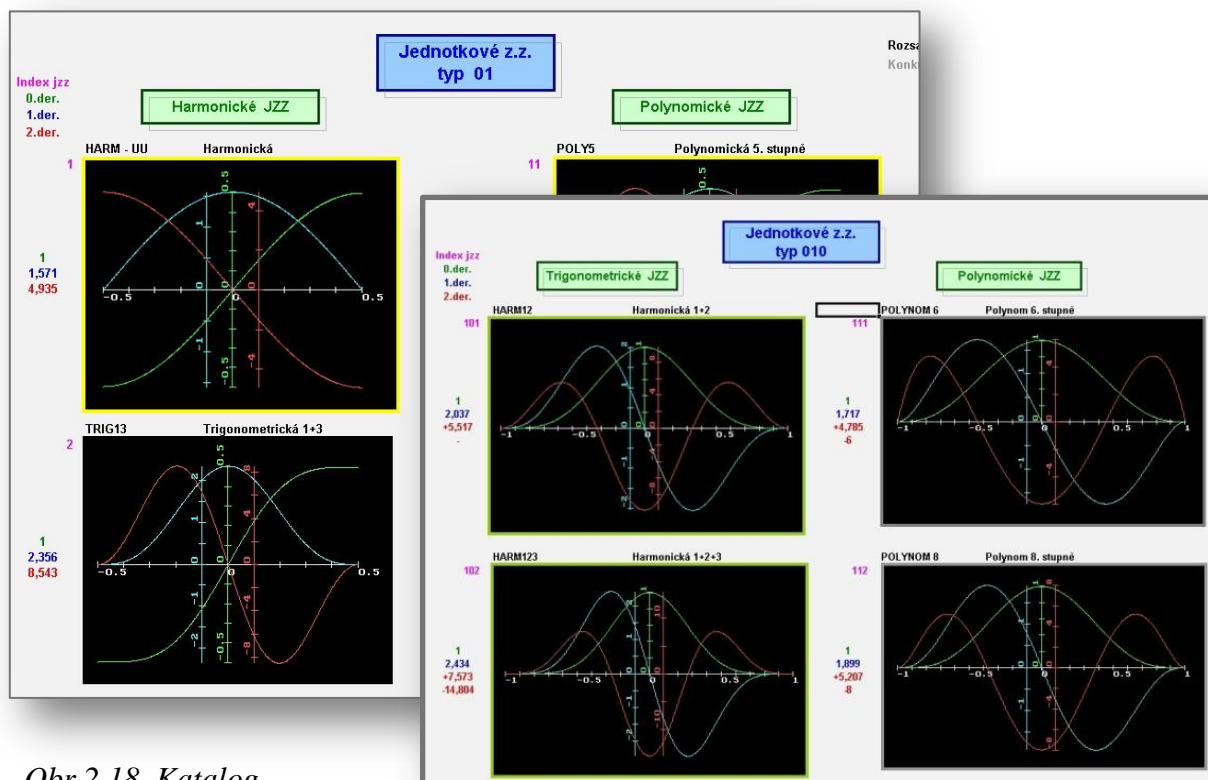
Obr.2.16 Zadávací tabulka pohybového intervalu

Po výpočtu (tlačítko *START*) jsou vyčísleny hodnoty zdvihu, 1. a 2. derivace zobrazené na *obr.2.17*. S touto zdvihovou závislostí je možné libovolně manipulovat.



Obr.2.17

Výpočet podle obr.2.16

Obr.2.18 Katalog
jednotkových
zdvihových závislostí

V katalogu jednotkových zdvihových závislostí jsou příslušné funkce uloženy v analytickém tvaru. Jejich transformace do příslušných mezí úseku pohybového intervalu je automatická. Katalog obsahuje funkce popsané v odstavci 2.3. Na obr.2.18 je ukázka katalogu jednotkových zdvihových závislostí typů 01 a 010. Vložení libovolných dat zdvihových závislostí generovaných jinými programy do *zzVxx.yy* a jejich další zpracování je možné, neboť veškerá komunikace mezi subsystemy (bloky s 1° volnosti) je datová.

Speciálními programy výpočetního systému jsou listy **ZZ para**, **Integrace** a **HA**.

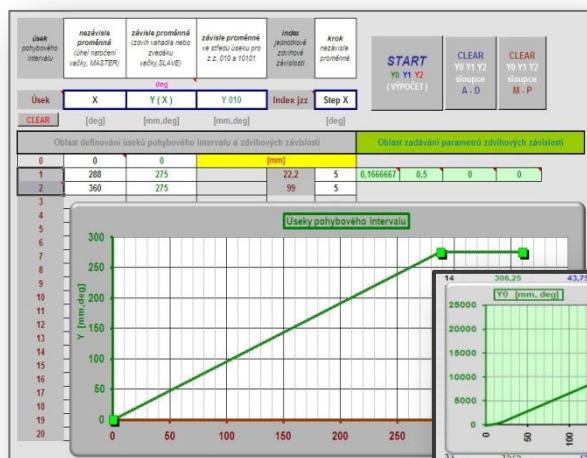
Výpočet na listu **ZZ para**

Tato úloha je ukázkou speciálního zadání pracovního pohybu, kdy nezávisle proměnná je čas a závisle proměnná jsou otáčky. Tento typ úlohy je řešen ve firemním katalogu Yaskawa servomotorů *SigmaII*. Pohybový (periodický) interval je rozdělen na čtyři části, v kterých po řadě dochází k lineárnímu nárůstu rychlosti, výdrži na konstantní rychlosti, lineární pokles rychlosti a klidová výdrž. Řešení je zřejmé z následujících obrázků. Na obr.2.19 je list **ZZ para** se zadávací tabulkou (žlutá pole) a výpočetní tabulkou. Přenos tlačítkem **>Přenos ... (nezobrazeno)<** transformuje automaticky data z listu **ZZ para** na list **Definice ZZ** do zadávací tabulky obr.2.20 a to jako *parabolickou neperiodickou zdvihovou závislost* modifikovanou podle normy **VDI 2143** vložení konstantního úseku v 1. derivaci, jak je znázorněno po výpočtu na obr.2.21. Vypočtená data se standardním způsobem realizují, jak je dále popsáno v kapitole 6.

Úseky rychlosti: [mm]			
lineární	konst.	lineární	nulová
dT1	dT2	dT3	dT4
[sec] 0,1	1	0,1	0,3
MASTER			
T1	T2	T3	T4
[sec] 0,1	1,1	1,2	1,5
MASTER			
Fi 1	Fi 2	Fi 3	Fi 4
[deg] 24	264	288	360
Natočení vačky			
v1	v2	v3	v4
[m/s] 0,25	0,25	0	0
Pracovní člen (SLAVE)			
a1	a2	a3	a4
[m/s²] 2,5	0	2,5	0
Pracovní člen			
konst.	nulové	konst.	nulové
y1	y2	y3	y4
[mm] 12,5	250	12,5	0
Pracovní člen			
SUMA			
275			
VDI 2143			
c	lambda	y' zleva	y' zprava
0,166667	0,5	0	0

Úseky rychlosti: [deg]			
lineární	konst.	lineární	nulová
dT1	dT2	dT3	dT4
[sec] 0,1	1	0,1	0,3
MASTER			
T1	T2	T3	T4
[sec] 0,1	1,1	1,2	1,5
MASTER			
Fi 1	Fi 2	Fi 3	Fi 4
[deg] 24	264	288	360
Natočení vačky			
n1	n2	n3	n4
[ot/min] 3000	3000	0	0
Pracovní člen (SLAVE)			
alfa1	alfa2	alfa3	alfa4
[1/rad] 3141,593	0	3141,593	0
Pracovní člen			
konst.	nulové	konst.	nulové
y1	y2	y3	y4
[deg] 900	18000	900	0
Pracovní člen			
SUMA			
19800			
VDI 2143			
c	lambda	y' zleva	y' zprava
0,166667	0,5	0	0

Obr.2.19 Zadávací a výpočetní tabulka listu **ZZ para**

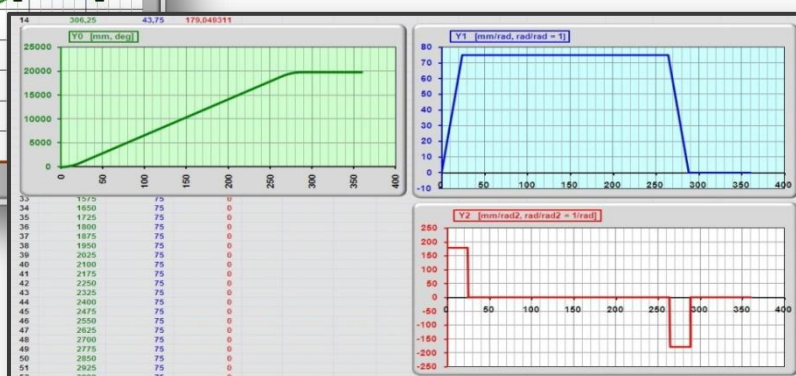


Obr.2.20

Automaticky vyplněná zadávací tabulka listu **Definice ZZ**

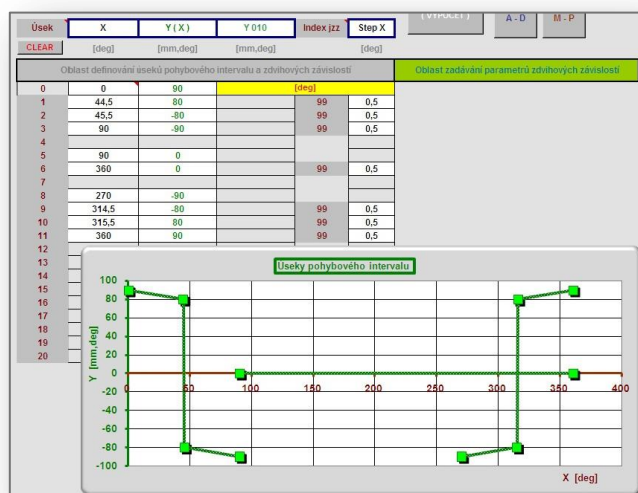
Obr.2.21

Vypočtená zdvihová záv. podle obr.2.20



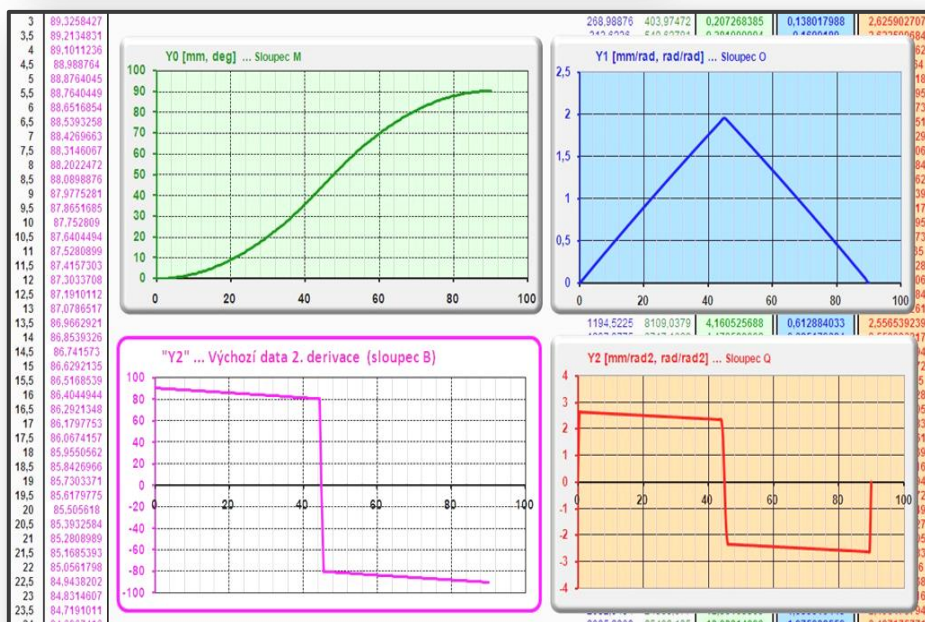
Výpočet na listu *Integrace*

Na tomto listu se numericky řeší zdvihová závislost definovaná datovým souborem své 2. derivace. Tvar 2. derivace vytvoříme libovolným způsobem, např. pomocí katalogu jednotkových zdvihových závislostí, v tomto případě lineární a konstantní funkcí podle obr.2.22. Hodnoty modelovaného tvaru 2. derivace na hranicích úseků pohybového intervalu jsou hodnoty požadovaného zdvihu. Data takto vypočteného zdvihu se přenesou na list *Integrace* do fialově orámovaného pole (+ funkční závislost). Po dvojnásobné numerické integraci a automatické transformaci se takto vytvořená zdvihová závislost dále zpracuje. Tato zdvihová závislost je podrobena testu v kapitole 4 (4.10 Závěr kapitoly). V uvedené kapitole je kinematickou budící funkcí poddajného systému elektronické vačky.



Obr.2.22

Modelování 2. derivace pomocí katalogu jednotkových zdvihových závislostí



Obr.2.23

Výpočet z.z. numerickou integrací

Výpočet na listu *HA*

Jde o harmonickou analýzu periodických zdvihových závislostí s aproximací Fourierovou řadou. Využití této metody je popsáno podrobně v kapitole 4 (4.10 Závěr kapitoly) a na obr.4.41 je ukázka konkrétního výpočtu na tomto listě.

2.5.2 Kinetostatický výpočet mechanismů s elektronickou vačkou

V odstavci 2.5 bylo zmíněno, že koncepce mechanismu s elektronickou vačkou vyžaduje co nejmenší počet členů mezi pracovním členem mechanismu a hřídelí servomotoru. Praktické problémy ukazují, že v některých případech, kde byla aplikována elektronická vačka, je použití převodového mechanismu nezbytné. Jde např. o pohon přírazového a prošlupního mechanismu tkacího stroje *CamEl* a koncepce rozváděcího mechanismu příže na bezvřetenových doprřadacích strojích *BD*. Servomotor elektronické vačky prostřednictvím konstantního převodu pohání kliku čtyřkloubového mechanismu (*CamEl*) a kliku klikového mechanismu (*BD*).

Kinetostatické řešení programem *zzVxx.zz* umožňuje přímo řešit strukturu kinemackého řetězce, kde dochází k pohonu pracovního členu pouze prostřednictvím konstantního převodu a tento převod optimalizovat (viz. kapitola 5). Dále je možné řešit strukturu kinemackého řetězce, kde je přítomna teoreticky řada převodových mechanismů. Výpočet je koncepčně založen na postupném kinetostatickém řešení samostatných subsystémů (bloků) s jedním stupněm volnosti podle logiky, resp. pohledem *analýzy* a *syntézy*, které jsou popsány v předchozích odstavcích. Postupným řešením se v konečné fázi dostáváme na řešení struktury pouze s konstantním převodem s ekvivalentní silovou zátěží (momentem).

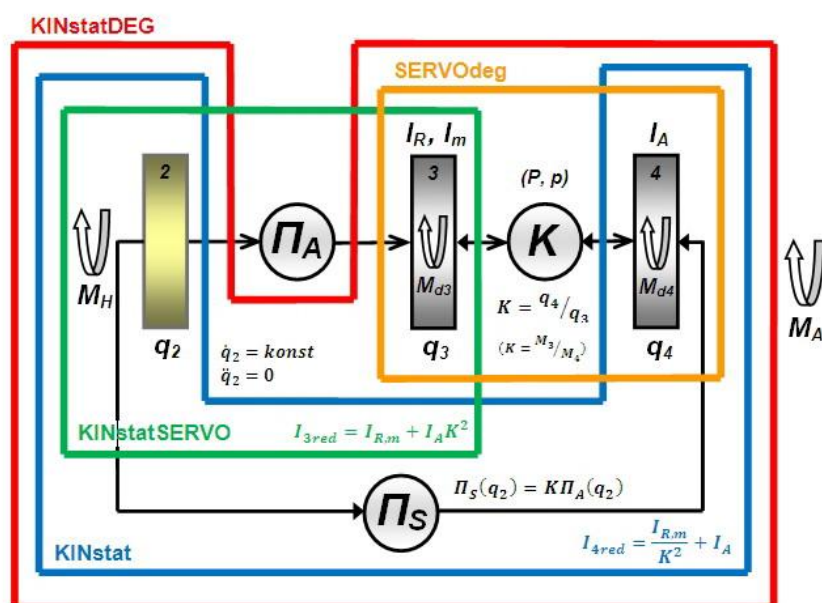
Samostatnou úlohou je kinetostatické řešení *mechatronického diferenciálního pohonu*, které je popsáno v kapitole 7.

Programová verze obsahuje dva rovinné převodové mechanismy s jedním stupněm volnosti v použití *analýzy* a *syntézy*. Zástupcem transformace rotace/rotace je mechanismus čtyřkloubový (RRRR) podle *obr.1.8* a *obr.2.25*. Zástupcem transformace rotace/posuv je mechanismus klikový (RRRP) podle *obr.1.9* a *obr.2.26*. Rozšíření programu o další bloky převodových mechanismů je snadné a bude rozšiřováno podle potřeb aplikací.

Dále následuje výčet úloh a subsystémů (listů prostředí *MS Excel*) s odkazy na kapitoly, v kterých je daná problematika popsána podrobněji.

KINstat, KINstatSERVO, SERVodeg a KINstatDEG

Podrobný popis řešení je ve srovnávacím kinetostatickém výpočtu v kapitole 5. Na *obr.2.24* je blokové schéma s logikou *analýzy* a *syntézy* těchto typů úloh.



Obr.2.24

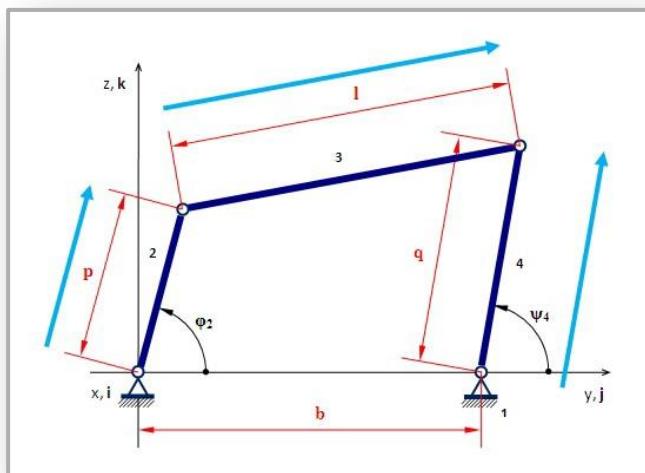
Schéma kinetostatického výpočtu bez převodového mechanismu

aRRRR* a *sRRRR

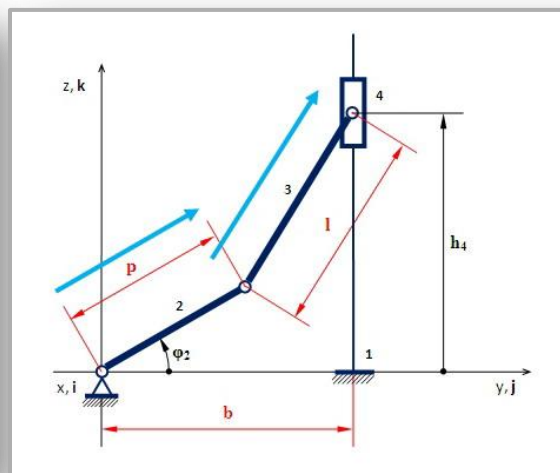
Jde o řešení *analýzy* a *syntézy* rovinného čtyřkloubového převodového mechanismu podle *obr.2.25*. Kinematické vztahy popisující vazby mezi hnacím a hnaným členem, včetně pohybových rovnic metodou redukce a metodou sumy virtuálních výkonů, jsou uvedeny v *Dodatku IV*.

aRRRP* a *sRRRP

Jde o řešení *analýzy* a *syntézy* rovinného klikového převodového mechanismu podle *obr.2.26*. Kinematické vztahy popisující vazby mezi hnacím a hnaným členem, včetně pohybových rovnic metodou redukce a metodou sumy virtuálních výkonů, jsou uvedeny rovněž v *Dodatku IV*.



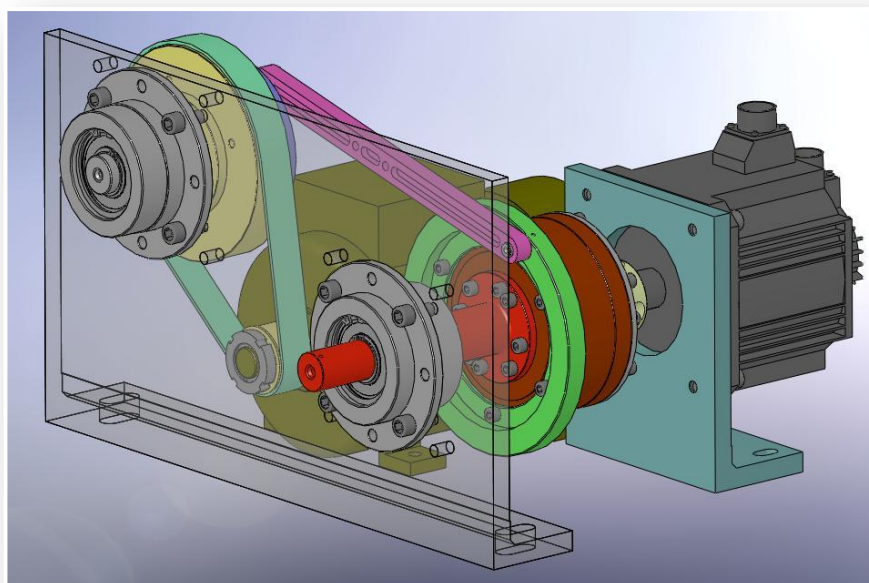
Obr.2.25 Převodový mechanismus RRRR



Obr.2.26 Převodový mechanismus RRRP

KIN Diferenciál* a *DYN Diferenciál

Diferenciální pohonný systém s paralelní spoluprací klasického mechanismu a elektronické vačky podle *obr.2.27*. Kinematické a dynamické řešení je v *kapitole 7*.



Obr.2.27
Mechatronický
diferenciální
pohonný systém

2.6 Závěr kapitoly

Účelem této kapitoly bylo v hlavních rysech popsat, jak úzce spolu souvisí problematika mechanismů s klasickými a elektronickými vačkami. Snahou bylo ukázat, že aplikace obou vačkových systémů mají svůj průnik v metodách řešení. Z kinematického hlediska jde o identickou problematiku. Kinetostatika, resp. dynamika mechanismů částečně předurčuje použitelnost jednotlivých systémů. Zatímco u klasických mechanismů je dominantní kinematická syntéza, u mechanismů s elektronickou vačkou jsou nezbytná obě řešení, jak kinematické, tak kinetostatické. Poddimenzovaný mechanismus s klasickou vačkou má *menší životnost*, špatně dimenzovaný mechanismus s elektronickou vačkou však *nepracuje*.

Metodika modelování zdvihových závislostí je stejná pro oba systémy. Odlišné jsou především v tom, že snaha dosáhnout minimálního zrychlení u pohybových funkcí elektronických vaček je stěžejní. Velikosti zrychlení v úvratích periodických pohybů bývají dominantní a nároky na zrychlující moment maximální. Proto se často používá různých systémů akumulace pohybové energie v úvratích periodických funkcí, které snižují hodnoty požadovaných zrychlujících momentů. Variabilita zdvihových závislostí vačkových mechanismů je obrovská a činí z těchto mechanismů univerzální prostředek pro realizaci pracovních pohybů. Potenciál aplikací elektronických vaček je právě ve *variabilitě a pružné změně pohybových funkcí*. Zde mám na mysli především různé manipulační mechanismy, otočné stoly, krokové mechanismy, balící stroje apod. Tato snadná změna pohybových funkcí je v přímém kontrastu s návrhem klasických vaček podle odstavce 2.4.2 (*Řešení krokových základních vačkových mechanismů*). Nadějně jsou aplikace elektronických vaček v mechanismech s poddajnými členy (*kapitola 4*). Rozšíření použitelnosti elektronických vaček je pak sériová nebo paralelní kombinace s klasickými mechanismy (*kapitola 7*). Dále je zřejmé, že elektronická vačka generuje pohybovou funkci bez rušivých vlivů, které jsou u klasických vaček principiální. Jsou to vůle v obecné kinematické dvojici, úchylny dráhy vačky dané nutnou výrobní tolerancí, drsnost povrchu, poddajnost vačkové hřídele a její nerovnoměrný chod, opotřebovatelnost činné plochy vačky apod.

S ohledem na dynamiku aplikace je zřejmé, že mechanismy s elektronickými vačkami vyžadují minimální počet členů kinematického řetězce. Konstrukce výrobního stroje však často vyžaduje z mnoha důvodů (prostorových, technologických) složité převodové mechanismy. Snaha a představa o aplikacích elektronických vaček musí stát již na počátku vývojového projektu stroje (virtuální konstrukce a modelování). Proto náhrada mechanismu klasického za elektronický, v již hotovém stroji s koncepcí klasických mechanismů, je zřídka proveditelná.

Výčet kinetostatických metod dává představu o způsobu dimenzování servomotorů a v dalších kapitolách jsou jednotlivé metody rozpracovány. Důležité je to, že řešení probíhá na základě definovaných subsystémů (bloků) s jedním stupněm volnosti a to s převodovými mechanismy nebo bez převodových mechanismů s možností řešení optimálního konstantního převodu (dvojhmotového systému) za servomotorem (ve smyslu analýzy).

Řešení metodou *analýzy* a *syntézy* se uplatňuje při kinematickém i kinetostatickém řešení a dále budou tyto termíny v disertační práci důsledně používány.

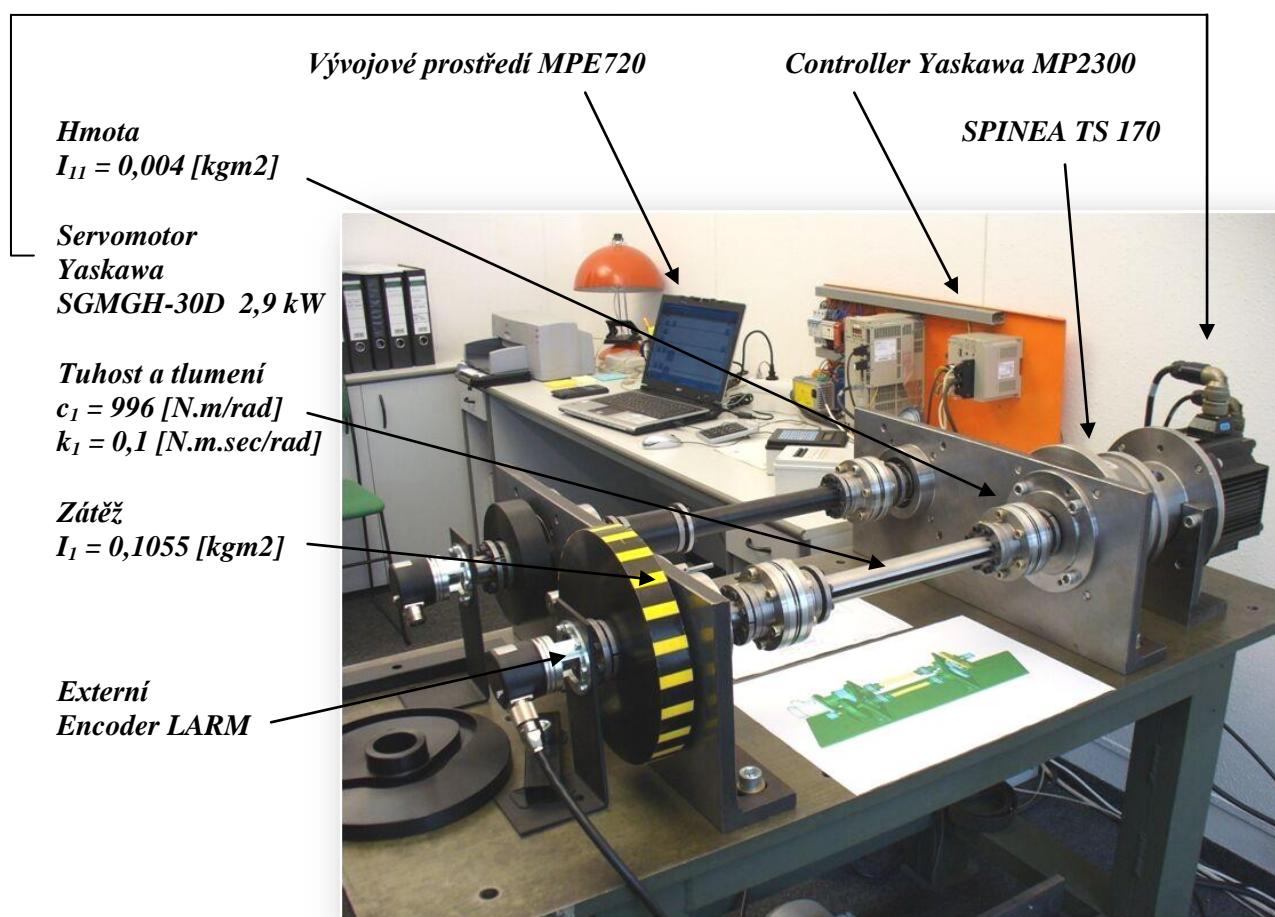
3. Dynamické standy a výpočetní modely mechanismů s klasickou a elektronickou vačkou

Pro účely výzkumných prací s vačkovými mechanismy (klasickými a elektronickými) byl ve VÚTS a.s. v rámci programu *EUREKA* (2004-2006) vyroben dynamický stand. Na *obr.3.1* je v konfiguraci klasického vačkového mechanismu s radiální drážkovou vačkou a vahadlem s poddajnou vstupní a výstupní hřídelí. V této konfiguraci servomotor slouží pro dodávku konstantních otáček redukovaných bezvúlovou převodovkou *SPINEA TS 170* s převodovým poměrem 33 do pomala. Na *obr.3.2* je konfigurace standu s elektronickou vačkou *Yaskawa* (*Controller MP2300*, servomotor *SGMGH-30D*).

Jedním ze způsobů virtuálního modelování mechanických soustav na standu je využití komerčně dostupných programových systémů na které má VÚTS a.s. zakoupeny licenční podmínky k instalaci (*NX I-DEAS*, *MSC.ADAMS* a *MSC.EASY5*). Tyto expertní systémy jsou vhodné pro složité výpočetní analýzy nelineárních systémů. Práce s těmito programovými systémy vyžaduje vysokou výpočetářskou kvalifikaci. Finanční náklady na provoz těchto systémů jsou značné. V práci jsou pouze uvedeny některé výsledky řešení a jsou konfrontovány s další metodou simulace, která je předmětem následující kapitoly 5 a kterou je popis diskrétního dynamického systému *Lagrangeovými rovnicemi 2. druhu*. Provozní náklady tohoto způsobu řešení jsou naopak zanedbatelné. Za povšimnutí však stojí pozoruhodná shoda výsledků a tím i oprávněnost diskuse nad uvážlivým nasazením těchto expertních systémů pouze na odpovídající úlohy.



Obr.3.1 Stand klasického vačkového mechanismu (radiální vačka s vahadlem)



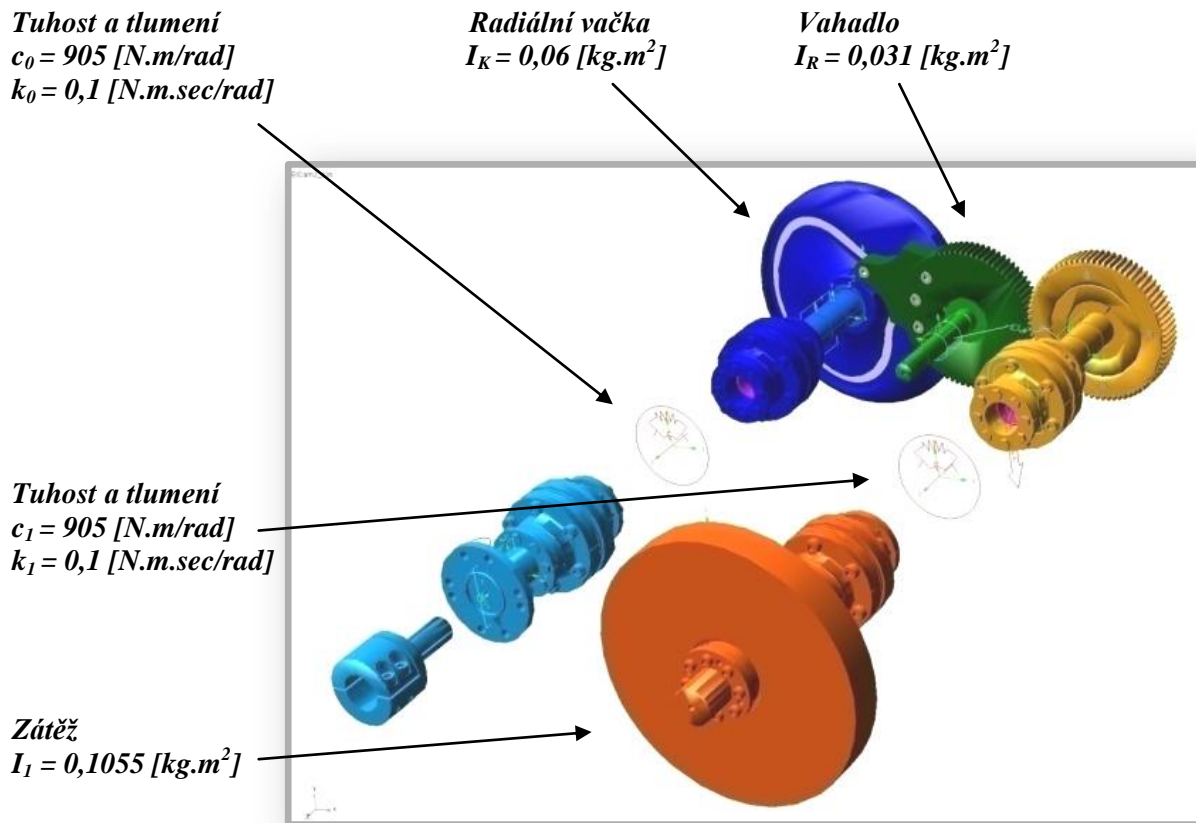
Obr.3.2 Stand elektronické vačky Yaskawa

Na příkladu modelování klasického vačkového mechanismu podle obr.3.1 budou stručně popsány charakteristické znaky obou přístupů. Podle obr.3.3 vycházejí obě virtuální simulace (výpočetní modely) ze stejných hmotových parametrů. Neznázorněné poddajné hřídele, resp. pružné vazby v hnací a hnané části včetně membránových spojek jsou expertními systémy nahrazeny tzv. superelementy, které jsou charakterizovány svojí spektrální a modální maticí a reprezentují tak skutečný poddajný člen. V popisu *Lagrangeovými rovnicemi 2. druhu* jsou pružné hřídele uvažovány jako nehmotné s definovanou tuhostí a tlumením, které zprostředkovávají svojí pružnou vazbou spojení diskrétních hmotných členů.

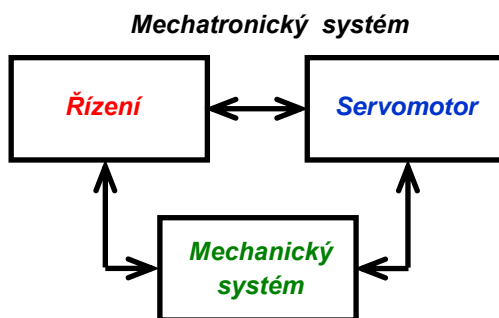
V případě elektronické vačky podle obr.3.2 (*servomotor > reduktor SPINEA > membránová spojka > poddajná hnaná hřídel > membránová spojka > pracovní zátěž*) jde v hnané části, s ohledem na poddajnost, o totéž. Elektronická vačka, jako *mechatronický systém* podle obr.3.4, se musí pomocí expertních systémů řešit komplexně a nelze model zcela jednoduše rozložit na příslušné modely jednotlivých subsystémů (mechanický, elektrický, řízení), protože se v konečné realizaci vzájemně ovlivňují. Jde tedy o komunikaci a tok dat mezi systémy *NX I-DEAS*, *MSC.ADAMS* a *MSC.EASY5*.

Při popisu elektronické vačky *Lagrangeovými rovnicemi 2. druhu* postupujeme stejně jako při modelování klasického vačkového mechanismu. Do řetězce, od vstupu po pracovní zátěž, je vložena poddajnost s tlumením, která charakterizuje elektromagnetickou vazbu na základě analogie s mechanickou nehmotnou pružnou vazbou a poddajnost výstupní hřídele. Proporcionálně integrační vlastnosti regulace jsou zahrnuty do algoritmu numerického řešení pohybových rovnic. V dalším textu bude tato metoda popsána. V obou metodách je

modelován vliv odporového momentu reduktoru *SPINEA* ($i = 33$) v závislosti na rychlosti, který redukuje otáčky servomotoru a je tedy vložen mezi servomotor a poddajnou hnanou hřídel.



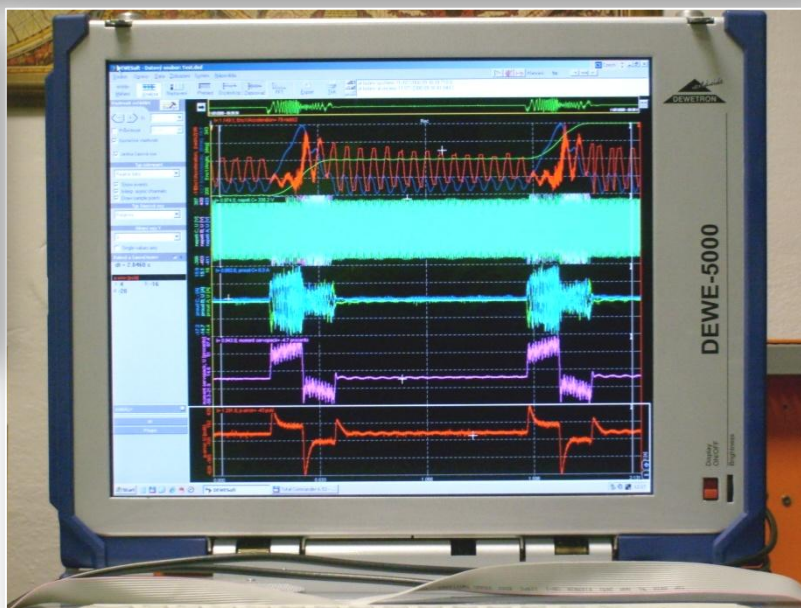
Obr.3.3 Rozložení hmot a poddajností klasického vačkového mechanismu



Obr.3.4 Mechatronický systém elektronické vačky

V dalším textu disertační práce jsou uvedeny srovnávací výsledky virtuální simulace pomocí expertních systémů *NX I-DEAS/MS.CADAMS/EASY5* a výsledky měření. Tyto práce byly provedeny pracovníky *VVO Mechatronika VÚTS a.s.*, Ing. J. Ondráškem (výpočty) a Ing. M. Buškem, Ph.D. (měření) v rámci řešení projektu *TANDEM*.

Na dynamickém standu podle *obr.3.2* byla provedena řada měření. Za tímto účelem byl stand osazen rotačním inkrementálním snímačem (Heidenhain - typ. rod 1020, 3600 impulsů, TTL) umístěným přímo na hřídeli servomotoru nebo na hřídeli rotační setrvačné pracovní hmoty. Signál inkrementálního snímače byl zpracován systémem *DMU 4* (digitální měření úhlu). V postprocesingu byly v měřicím analyzátoru *DEWE5000* vyhodnoceny příslušné sledované parametry (*obr.3.5*). Takto získané hodnoty jsou v dalším textu uvedeny.



Obr.3.5

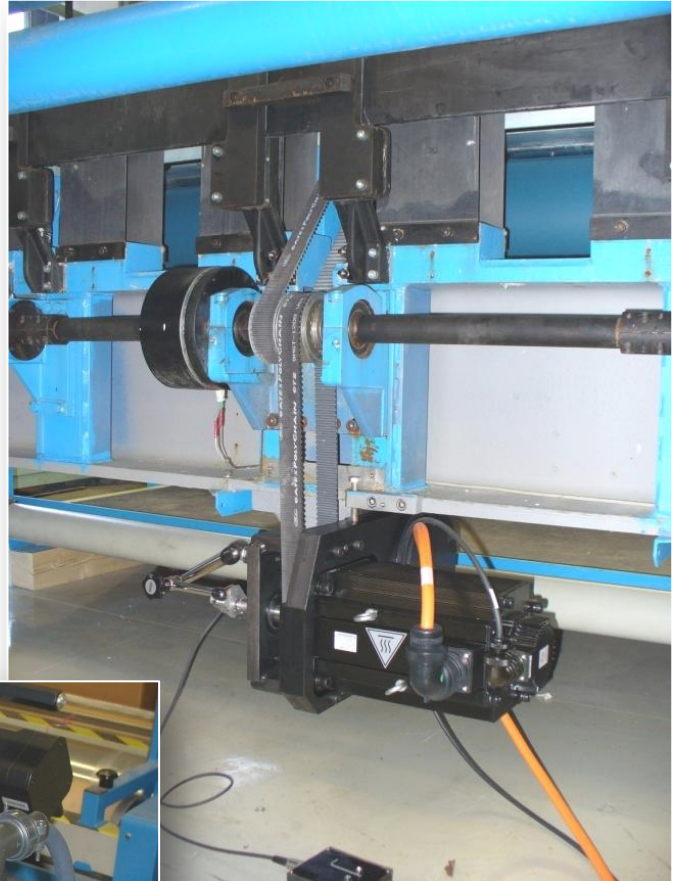
Měření na standu

V textu disertační práce se často obecně mluví o „aplikacích elektronických vaček“ a nutnosti modelování mechanismů s elektronickými vačkami. Na ukázkou jsou na *obr.3.6* a *obr.3.7* dvě experimentální aplikace elektronických vaček *Yaskawa* na tkacím stroji *CAMEL W* ve VÚTS Liberec.

Na *obr.3.6* jde o pohon prošlupního a přírazového mechanismu. Zde elektronická vačka svojí pohybovou funkcí hřídele servomotoru pohání prostřednictvím řemenového převodu kliku čtyřkloubového a klikového mechanismu (na obrázku tyto mechanismy nejsou znázorněny).

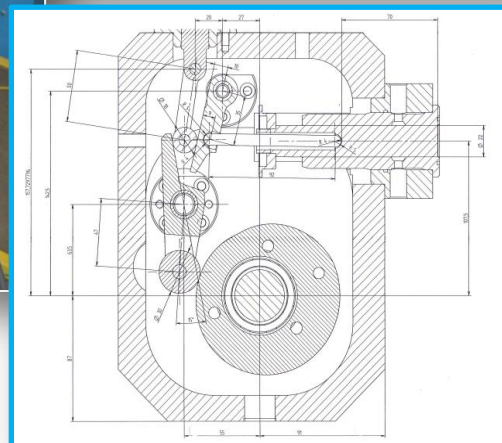
Obr.3.6

Aplikace elektronické vačky Yaskawa na tkacím stroji CAMEL W (pohon přírazového a prošlupního mechanismu)



Obr.3.7

Aplikace elektronické vačky Yaskawa na tkacím stroji CAMEL W (pohon mechanismu vodního čerpadla)



Na *obr.3.7* jde o pohon vačkového hřídele klasické vačky složeného vačkového mechanismu čerpadla vodního prohozu podle kinematického schéma na *obr.2.1*. V této aplikaci elektronické vačky se s výhodou využívá pohybové funkce hřídele servomotoru k řízení tlaku vody v prohozní trysce.

4. Diskrétní dynamické modely vačkových mechanismů s poddajnými členy

Reálné mechanismy, používané při stavbě strojů a strojních zařízení, představují poměrně složité mechanické systémy. Výchozím bodem pro konkrétní dynamické řešení je stanovení vhodného výpočtového modelu. Do třídy výpočtových *diskrétních* modelů mechanismů s poddajnými členy zahrneme modely mechanismů, u nichž příslušné poddajné členy jsou uvažovány jako nehmotné s lineárním (viskózním) tlumením. V literatuře [11] se rovněž uvádí, že jde o *lineární soustavy se soustředěnými parametry*, které se vyznačují těmito jednoduchými (diskrétními) prvky:

- hmotnými body nebo tuhými hmotnými tělesy, jež jsou nositelkami kinetické energie
- nehmotnými pružinami, jež jsou nositelkami potenciální energie
- nehmotnými tlumiči, jež disipují energii, tj. mění mechanickou energii v teplo

Kombinací uvedených diskrétních prvků jsou vytvářeny výpočtové modely, přičemž se požaduje, aby jejich dynamické vlastnosti co nejvěrněji vystihovaly dynamické vlastnosti modelovaného mechanismu. Výpočtové modely se vytvářejí diskretizací různými metodami podle skutečnosti. Soustředěním hmotností podle reálného mechanismu do vhodně zvolených míst vznikají výpočtové modely, které jsou schématicky zobrazeny jako soustavy hmotných bodů nebo tuhých těles propojených nehmotnými pružinami a tlumiči.

Vačkové mechanismy s klasickou nebo elektronickou vačkou, s poddajnými členy v hnané a hnací části mechanismu modelované v této kapitole, jsou tedy charakterizovány tím, že spojení dvou diskrétních hmotných částí soustavy s rotačním pohybem vzhledem k rámu, které jsou součástí téhož členu mechanismu ve smyslu kinematického značení jeho členů, je realizováno nehmotnou pružnou vazbou (nejde o poddajnou kinematickou dvojici). Mechanismy této skupiny mají při tuhých vazbách vždy jeden stupeň volnosti. Zavedením pružných vazeb se zvyšuje počet stupňů volnosti soustavy mechanismu, který je závislý na počtu a uspořádání vazeb.

Struktura soustavy vačkového mechanismu může nabývat rozličného uspořádání. V praxi se setkáváme s celou řadou uspořádání převodových mechanismů s jedním stupněm volnosti (s konstantním nebo nekonstantním převodem) v hnané a hnací části vačkového mechanismu. Na základě struktury složeného vačkového mechanismu a stupni idealizace reálné soustavy mechanismu (z hlediska elastických vlastností vazeb a hmot členů) budeme uvažovat základní typy a modifikace mechanismů s pružnými vazbami v hnané a hnací části podle následujícího označení

$$k_1 - \Pi - k_2,$$

- kde: k_1 ... počet stupňů volnosti soustavy vlivem pružných vazeb v hnací části,
 k_2 ... počet stupňů volnosti soustavy vlivem pružných vazeb v hnané části,
 (v případě elektronických vaček podle *obr.4.6* je vhodné posíci a stav vazeb vyjádřit „binárně“ čísla 0/1 vzájemně oddělených desetinou tečkou v pořadí ve směru od vstupu k výstupu),
 Π ... zdvihová závislost (z.z.) vačkového mechanismu,
 resp. obecně proměnný převod mezi dvěma diskrétními členy soustavy.
 Jde o explicitně vyjádřenou *holonomní skleronomní* vazbu.

Diskrétní modely jsou popsány zobecněnými souřadnicemi. Zobecněné souřadnice (někdy též Lagrangeovy parametry) q_i tvoří soustavu veličin jednoznačně určujících konfiguraci diskrétních členů výpočtového modelu. Jsou-li tyto souřadnice na sobě nezávislé,

je jejich počet roven počtu stupňů volnosti soustavy modelu. V dalším textu při popisu modelů (*kapitola 4*) a kinetostatickém řešení (*kapitola 5*) jsou některé zobecněné souřadnice q_j nadbytečné, proto je jejich počet větší než počet stupňů volnosti. Tyto nadbytečné závislé souřadnice jsou vázány s určujícími nezávislými zobecněnými souřadnicemi explicitními holonomními skleronomními vazbami, což je zdvihová závislost nebo konstantní převod mezi diskrétními členy soustavy v hnané části kinematického řetězce (*kapitola 5*). Při formulaci pohybových *Lagrangeových rovnic 2. druhu* příslušných modelů této kapitoly budeme vycházet z toho, že pružné výchylky kmitavých pohybů jsou vyvolány setrvačnými dynamickými účinky hmotných členů pohybujícího se mechanismu na standu podle *obr.3.1* a *obr.3.2*.

Poznámky:

Obecný diskrétní model kinematického řetězce složeného vačkového mechanismu s jedním stupněm volnosti (nebo více stupňů s poddajnými členy) je možné si představit, že je složen ze subsystémů, které jsou tvořeny jednotlivými členy nebo mechanismy s jedním stupněm volnosti. Tímto mechanismem s jedním stupněm volnosti je obecně libovolný nekonstantní převod, kterým může být jeden ze základních vačkových mechanismů nebo např. rovinný kloubový mechanismus jako další nekonstantní převod kinematického řetězce v jeho hnané části (viz. *obr.1.11*, *kapitola 1*). Subsystém může být i konstantní převod mezi dvěma diskrétními členy. V případě tuhých vazeb (jeden stupeň volnosti kinematického řetězce modelu) je možné subsystémy vytvořit rozpojením a zavedením reakcí ve vybraných kinematických dvojicích s řezy vedenými některými hlavními členy, které konají vzhledem k rámu rotační nebo posuvný pohyb (např. rozpojení dvou sériově svázaných čtyřkloubových mechanismů spojených lineární vazbou mezi výstupem jednoho a vstupem druhého, resp. rozpojení mezi vahadlem prvního a klikou druhého mechanismu). V případě poddajných vazeb diskrétního modelu s více stupni volnosti jsou subsystémy odděleny těmito poddajnými vazbami a každý subsystém, resp. jeho poloha je jednoznačně popsána určující zobecněnou souřadnicí q_i . Subsystémy na sebe působí silovými účinky, které zprostředkovávají nehmotné poddajnosti (vazby) prostřednictvím deformací a tlumení, resp. prostřednictvím vzájemného natočení dvou sousedních diskrétních členů spojených pružnou vazbou a tlumením závislém na vzájemném rozdílu rychlostí (relativní rychlosti).

Diskrétní model je zatížen vnějšími silovými účinky, kterými jsou nejčastěji hledaný hnací moment na vstupu a zátěžový silový moment na výstupu (technologická zátěž). Vnější silové účinky působí obecně na všechny subsystémy a jsou v pohybových rovnicích reprezentovány zobecněnými silami Q_i , které se vztahují k jednotlivým určujícím zobecněným souřadnicím q_i . Zobecněné síly Q_i v pohybových rovnicích (*Lagrangeovy rovnice 2. druhu*) jsou ekvivalentní silovým účinkům působícím na sledovaný subsystém. Určíme je použitím principu virtuálních prací tak, aby práce vykonaná silou Q_i při nezávislém *virtuálním posunutí* δq_i byla rovna práci všech sil působících na sledovaný subsystém při odpovídajících posunutích jejich působišť. V dále uvedených variantách diskrétních dynamických modelů této kapitoly jsou jednotlivé subsystémy, na které působí vnější silové účinky, samotné diskrétní členy modelu. V tomto případě se zobecněná síla přímo rovná vnějšímu silovému účinku. V případě subsystému v podobě mechanismu s jedním stupněm volnosti je zobecněná síla určena s použitím principu virtuální práce, jak je uvedeno v poznámce kapitoly 5.1.

Protože na detailnější rozbor metod analytické mechaniky, z kterých se při řešení *kapitol 4* a *5* vychází není prostor, je uvedena literatura s odkazy, která byla použita při sestavení textu a prováděném řešení a je podle autora vhodná pro hlubší pochopení metod

analytické mechaniky a pro další práce na dynamice vačkových mechanismů s poddajnými členy.

[1], kap.9, str. 260:

Dynamika vačkových mechanismů s tuhými členy

9.2 Částečné kinetostatické řešení vačkových mechanismů:

pohybové rovnice, subsystémy, zobecněné souřadnice a síly,
holonomní skleronomní vazby, princip virtuálních prací.

kap.10, str. 273:

Dynamika vačkových mechanismů s poddajnými členy

10.1 Dynamický model vačkového mechanismu s poddajnými
členy: Lagrangeovy rovnice 2. druhu.

[2], kap.6, str. 92:

Analytická statika

6.1 Analytická klasifikace vazeb, 6.2 Zobecněné souřadnice,

6.3 Virtuální rychlosti a osuvy, 6.4 Virtuální práce,

6.5 Věta o virtuálních výkonech, 6.6 Zobecněné síly,

6.7 Věta o rovnováze pro zobecněné síly.

[3], kap.B, str. 168:

Analytická mechanika

1.7 Princip virtuálních prací v dynamice

Ústřední rovnice dynamiky,

1.8 Lagrangeovy rovnice.

(kap.1.6.3, str. 157: Metoda redukce)

[4], kap. 1.5.2, str. 52:

Klasifikace vazeb mechanické soustavy.

kap.A, str. 179:

Diferenciální principy (Virtuální práce).

[5], kap. II. str. 11:

Základní představy.

kap. III, str. 22:

Lagrangeovy rovnice.

Další literatura zabývající se podrobně kmitáním:

[10] P. Souček, A. Bubák

Vybrané statě z kmitání v pohonech výrobních strojů, ČVUT Praha 2008

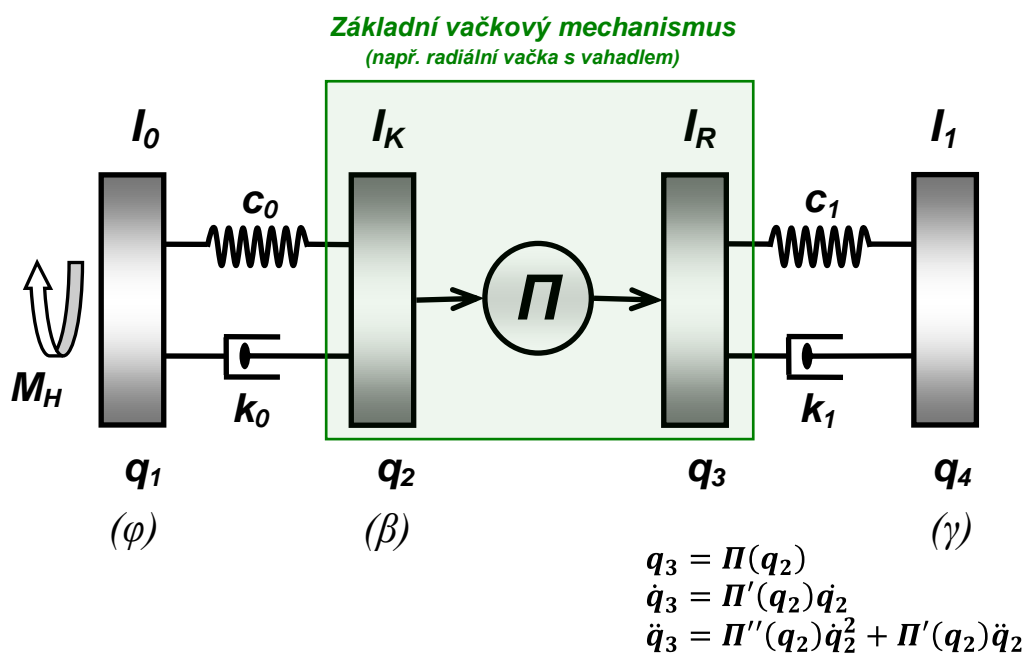
[11] R. Brepta, L. Půst, F. Turek

Mechanické kmitání, 71. Technický průvodce, Sobotáles, 1994

4.1 Pohybové rovnice modelu 1 - Π - 1 (klasický vačkový mechanismus)

Velká a významná skupina klasických vačkových mechanismů je podle výše uvedené klasifikace typu **1-Π-1**, tedy s jednou pružnou vazbou v hnané a hnací části. Na tento typ modelu lze převést velkou část klasických vačkových mechanismů. Jeho zjednodušení zavedením tuhých vazeb do hnací nebo hnané části je provedeno v dalším textu. Příkladem a velmi častým případem je poddajný vstup (hnací část) a výstup (hnaná část) základního vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem v provedení standu na obr.3.1. Vstupní pohon je veden od servomotoru (v praxi obvykle klasický elektromotor) s konstantní dodávkou otáček hnací vačkovou hřídelí na vačku. Výstupní pracovní pohyb je pak pohybová funkce, resp. zdvihová závislost vahadla vačky a pracovní setrvačné hmoty. Poddajné jsou tedy vačková hřídel a hřídel mezi vahadlem vačky a setrvačnou pracovní hmotou (zátěží). Snahou konstruktérů je v co největší míře tyto poddajnosti eliminovat, ale z mnoha důvodů, jak technologických, tak konstrukčních, to často není možné.

Pro sestavení pohybových rovnic u sledovaného modelu lze použít klasických *Lagrangeových rovnic 2. druhu* pro nezávislé zobecněné souřadnice, kterými jsou výchylky členů vačkového mechanismu vlivem pružných vazeb, resp. také souřadnice hnacího členu. Při odvození pohybových rovnic použijeme označení poloh členů v absolutních souřadnicích a neuvažujeme vliv gravitace. Jsou-li mezi pracovními silami vedle sil potenciálních a disipativních ještě síly jiného typu, lze pomocí disipativní funkce napsat tyto rovnice ve tvaru podle [3]. Dynamický model je schématicky nakreslen na obr.4.1. Nezávislé zobecněné souřadnice jsou q_1 , q_2 a q_4 , resp. φ , β a γ a soustava má 3° volnosti.



Obr.4.1 Diskrétní model klasického vačkového mechanismu 1-Π-1

Lagrangeovy rovnice 2. druhu jsou

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_j} = Q_j - \frac{\partial V}{\partial q_j} - \frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_j}, \quad (4.1)$$

kde: K ... kinetická energie soustavy,
 V ... potenciální energie pružných vazeb,
 Q_j ... nekonzervativní zobecněné síly,
 R_d ... Rayleighova disipativní funkce,
 q_j ... zobecněné souřadnice.

Kinetická energie soustavy je

$$K = \frac{1}{2} I_0 \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} I_K \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} I_R \dot{q}_3^2 + \frac{1}{2} I_1 \dot{q}_4^2,$$

$$K = \frac{1}{2} (I_0 \dot{q}_1^2 + I_K \dot{q}_2^2 + I_R \Pi'^2(q_2) \dot{q}_2^2 + I_1 \dot{q}_4^2).$$

Potenciální energie pružných vazeb je

$$V = \frac{1}{2} c_0 (q_1 - q_2)^2 + \frac{1}{2} c_1 (q_3 - q_4)^2,$$

$$V = \frac{1}{2} \{c_0 (q_1 - q_2)^2 + c_1 [\Pi(q_2) - q_4]^2\}.$$

Rayleighova disipativní funkce je

$$R_d = \frac{1}{2} k_0 (\dot{q}_1 - \dot{q}_2)^2 + \frac{1}{2} k_1 (\dot{q}_3 - \dot{q}_4)^2,$$

$$R_d = \frac{1}{2} \{k_0 (\dot{q}_1 - \dot{q}_2)^2 + k_1 [\Pi'(q_2) \dot{q}_2 - q_4]^2\}.$$

Příslušné derivace a nekonzervativní zobecněná síla vztahující se k zobecněné souřadnici q_1 jsou

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_1} \right) = I_0 \ddot{q}_1, \quad \frac{\partial K}{\partial q_1} = 0, \quad \frac{\partial V}{\partial q_1} = c_0 (q_1 - q_2), \quad \frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_1} = k_0 (\dot{q}_1 - \dot{q}_2), \quad Q_1 = M_H.$$

Pohybová rovnice vztahující se k zobecněné souřadnici q_1 je po dosazení do (4.1)

$$I_0 \ddot{q}_1 = M_H - c_0 (q_1 - q_2) - k_0 (\dot{q}_1 - \dot{q}_2),$$

pro $\ddot{q}_1 = 0$, resp. $\dot{q}_1 = konst$ nabývá pohybová rovnice tvar

$$M_H = c_0 (q_1 - q_2) + k_0 (\dot{q}_1 - \dot{q}_2). \quad (4.2)$$

Příslušné derivace a nekonzervativní zobecněná síla vztahující se k zobecněné souřadnici q_2 jsou

$$\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_2} = I_K \dot{q}_2 + I_R \Pi'^2(q_2) \dot{q}_2,$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_2} \right) = I_K \ddot{q}_2 + I_R \Pi'^2(q_2) \ddot{q}_2 + 2 I_R \Pi'(q_2) \Pi''(q_2) \dot{q}_2^2 =$$

$$= [I_K + I_R \Pi'^2(q_2)] \ddot{q}_2 + 2 I_R \Pi'(q_2) \Pi''(q_2) \dot{q}_2^2,$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial K}{\partial q_2} &= I_R \Pi'(q_2) \Pi''(q_2) \dot{q}_2^2, \\ \frac{\partial V}{\partial q_2} &= -c_0(q_1 - q_2) + c_1 \Pi'(q_2) [\Pi(q_2) - q_4], \\ \frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_2} &= -k_0(\dot{q}_1 - \dot{q}_2) + k_1 \Pi'(q_2) [\Pi'(q_2) \dot{q}_2 - \dot{q}_4], \\ Q_2 &= 0.\end{aligned}$$

Pohybová rovnice vztahující se k zobecněné souřadnici q_2 je po dosazení do (4.1)

$$\begin{aligned}[I_k + I_R \Pi'^2(q_2)] \ddot{q}_2 + I_R \Pi'(q_2) \Pi''(q_2) \dot{q}_2^2 &= \\ &= c_0(q_1 - q_2) - c_1 \Pi'(q_2) [\Pi(q_2) - q_4] + \\ &+ k_0(\dot{q}_1 - \dot{q}_2) - k_1 \Pi'(q_2) [\Pi'(q_2) \dot{q}_2 - \dot{q}_4].\end{aligned}\quad (4.3)$$

Příslušné derivace a nekonzervativní zobecněná síla vztahující se k zobecněné souřadnici q_4 jsou

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_4} \right) &= I_1 \ddot{q}_4, \quad \frac{\partial K}{\partial q_4} = 0, \\ \frac{\partial V}{\partial q_4} &= -c_1 [\Pi(q_2) - q_4], \quad \frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_4} = -k_1 [\Pi'(q_2) \dot{q}_2 - \dot{q}_4], \quad Q_4 = 0.\end{aligned}$$

Pohybová rovnice vztahující se k zobecněné souřadnici q_4 je po dosazení do (4.1)

$$I_1 \ddot{q}_4 = c_1 [\Pi(q_2) - q_4] + k_1 [\Pi'(q_2) \dot{q}_2 - \dot{q}_4] \quad (4.4)$$

Dosazením za $q_1 = \varphi (= \omega t)$; $\dot{q}_1 = \omega (= konst)$; $q_2 = \beta$; $q_4 = \gamma$ do rovnic (4.2), (4.3) a (4.4) dostáváme pohybové rovnice modelu **I-Π-I** ve tvaru

$$M_H = c_0(\omega t - \beta) + k_0(\omega - \dot{\beta}), \quad (4.5)$$

$$\begin{aligned}[I_k + I_R \Pi'^2(\beta)] \ddot{\beta} + I_R \Pi'(\beta) \Pi''(\beta) \dot{\beta}^2 &= c_0(\omega t - \beta) - c_1 \Pi'(\beta) [\Pi(\beta) - \gamma] + \\ &+ k_0(\omega - \dot{\beta}) - k_1 \Pi'(\beta) [\Pi'(\beta) \dot{\beta} - \dot{\gamma}],\end{aligned}\quad (4.6)$$

$$I_1 \ddot{\gamma} = c_1 [\Pi(\beta) - \gamma] + k_1 [\Pi'(\beta) \dot{\beta} - \dot{\gamma}]. \quad (4.7)$$

Dále se z rovnic (4.7) a (4.6) explicitně vyjádří úhlová zrychlení (pořadí rovnic odpovídá logice programového kódu, viz dále)

$$\begin{aligned}\ddot{\gamma} &= (c_1/I_1) [\Pi(\beta_2) - \gamma_4] + (k_1/I_1) [\Pi'(\beta_2) \dot{\beta}_2 - \dot{\gamma}_4], \\ \ddot{\beta} &= \{1/[I_k + I_R \Pi'^2(\beta)]\} \{-I_R \Pi'(\beta) \Pi''(\beta) \dot{\beta}^2 + \\ &+ c_0(\omega t - \beta) - c_1 \Pi'(\beta) [\Pi(\beta) - \gamma] + k_0(\omega - \dot{\beta}) - k_1 \Pi'(\beta) [\Pi'(\beta) \dot{\beta} - \dot{\gamma}]\}.\end{aligned}$$

Soustavu dvou výše uvedených diferenciálních rovnic 2. řádu převedeme na soustavu čtyř diferenciálních rovnic 1. řádu [6]. Snížením řádu dostáváme soustavu (4.8) s počátečními podmínkami pro numerické řešení $\gamma_1(0) = 0$, $\gamma_2(0) = 0$, $\beta_1(0) = 0$, $\beta_2(0) = \omega$. (Pozn.: index 1 se týká polohy, index 2 se týká rychlosti)

$$\dot{\gamma}_1 = f_1(\dots): \quad \dot{\gamma}_1 = \gamma_2, \quad (v)$$

$$\dot{\gamma}_2 = f_2(\dots): \quad \dot{\gamma}_2 = (1/I_1)\{c_1[\Pi(\beta_1) - \gamma_1] + k_1[\Pi'(\beta_1)\beta_2 - \gamma_2]\}, \quad (u)$$

$$\dot{\beta}_1 = g_1(\dots): \quad \dot{\beta}_1 = \beta_2, \quad (l)$$

$$\begin{aligned} \dot{\beta}_2 = g_2(\dots): \quad \dot{\beta}_2 = \{1/[I_k + I_R \Pi'^2(\beta_1)]\} \{ -I_R \Pi'(\beta_1) \Pi''(\beta_1) \beta_2^2 + \\ c_0(\omega t - \beta_1) - c_1 \Pi'(\beta_1) [\Pi(\beta_1) - \gamma_1] + \\ k_0(\omega - \beta_2) - k_1 \Pi'(\beta_1) [\Pi'(\beta_1) \beta_2 - \gamma_2] \}. \end{aligned} \quad (k)$$

... (4.8)

Numerické řešení soustava (4.8) provedeme metodou Runge-Kutta čtvrtého řádu podle známého vzorce [6] pro rovnici typu $y' = f(x, y)$

$$z_1 = z_0 + \frac{1}{6}h(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4),$$

$$k_1 = f(x_0, z_0),$$

$$k_2 = f\left(x_0 + \frac{1}{2}h, z_0 + \frac{1}{2}hk_1\right),$$

$$k_3 = f\left(x_0 + \frac{1}{2}h, z_0 + \frac{1}{2}hk_2\right),$$

$$k_4 = f(x_0 + h, z_0 + hk_3).$$

Tento vzorec se rozvede pro soustavu (4.8) v předpis, který bude sloužit k přímému přepsání do kódu libovolného programovacího jazyka

$$\gamma_{11} = \gamma_{10} + \frac{1}{6}h(v_1 + 2v_2 + 2v_3 + v_4),$$

$$\gamma_{21} = \gamma_{20} + \frac{1}{6}h(u_1 + 2u_2 + 2u_3 + u_4),$$

$$\beta_{11} = \beta_{10} + \frac{1}{6}h(l_1 + 2l_2 + 2l_3 + l_4),$$

$$\beta_{21} = \beta_{20} + \frac{1}{6}h(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4),$$

$$v_1 = f_1(t, \gamma_{10}, \gamma_{20}, \beta_{10}, \beta_{20}),$$

$$u_1 = f_2(t, \gamma_{10}, \gamma_{20}, \beta_{10}, \beta_{20}),$$

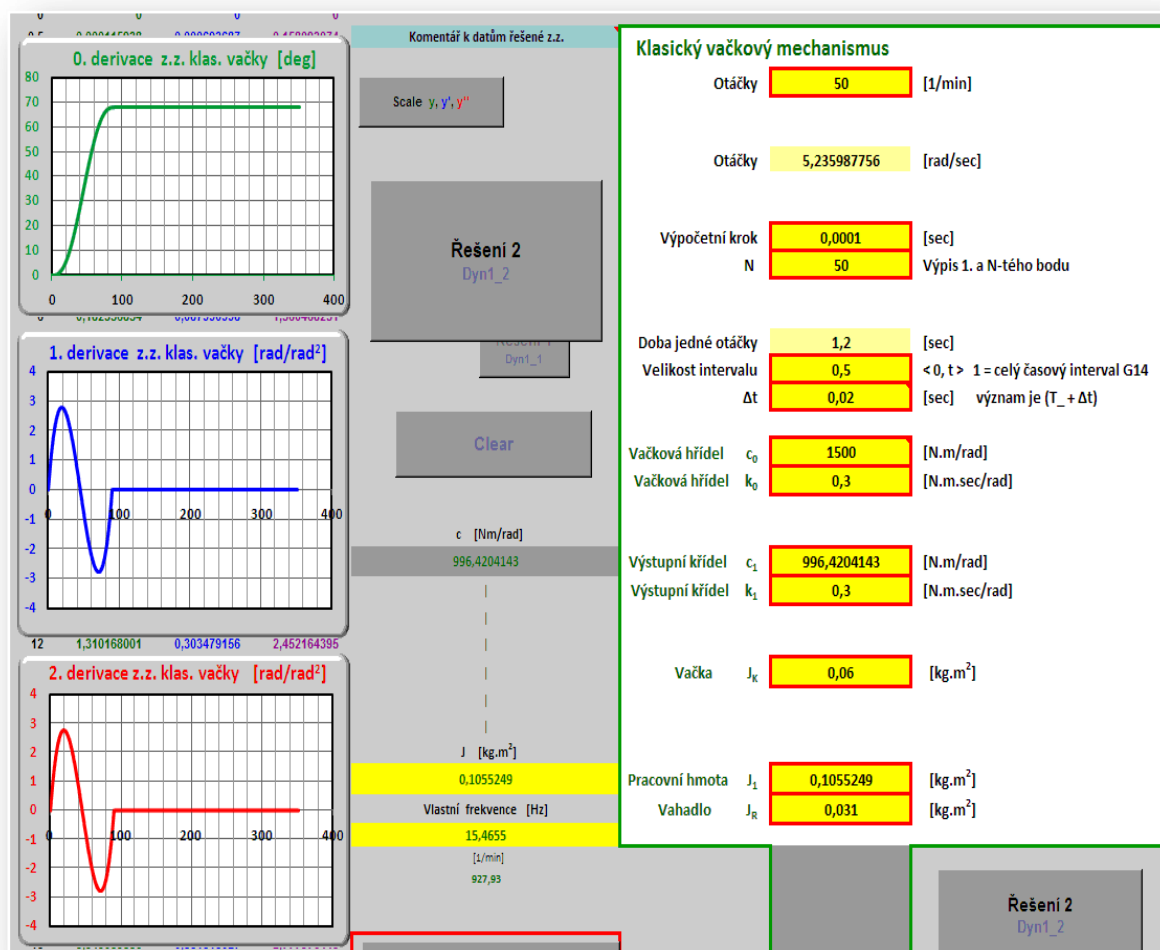
$$l_1 = g_1(t, \gamma_{10}, \gamma_{20}, \beta_{10}, \beta_{20}),$$

$$k_1 = g_2(t, \gamma_{10}, \gamma_{20}, \beta_{10}, \beta_{20}),$$

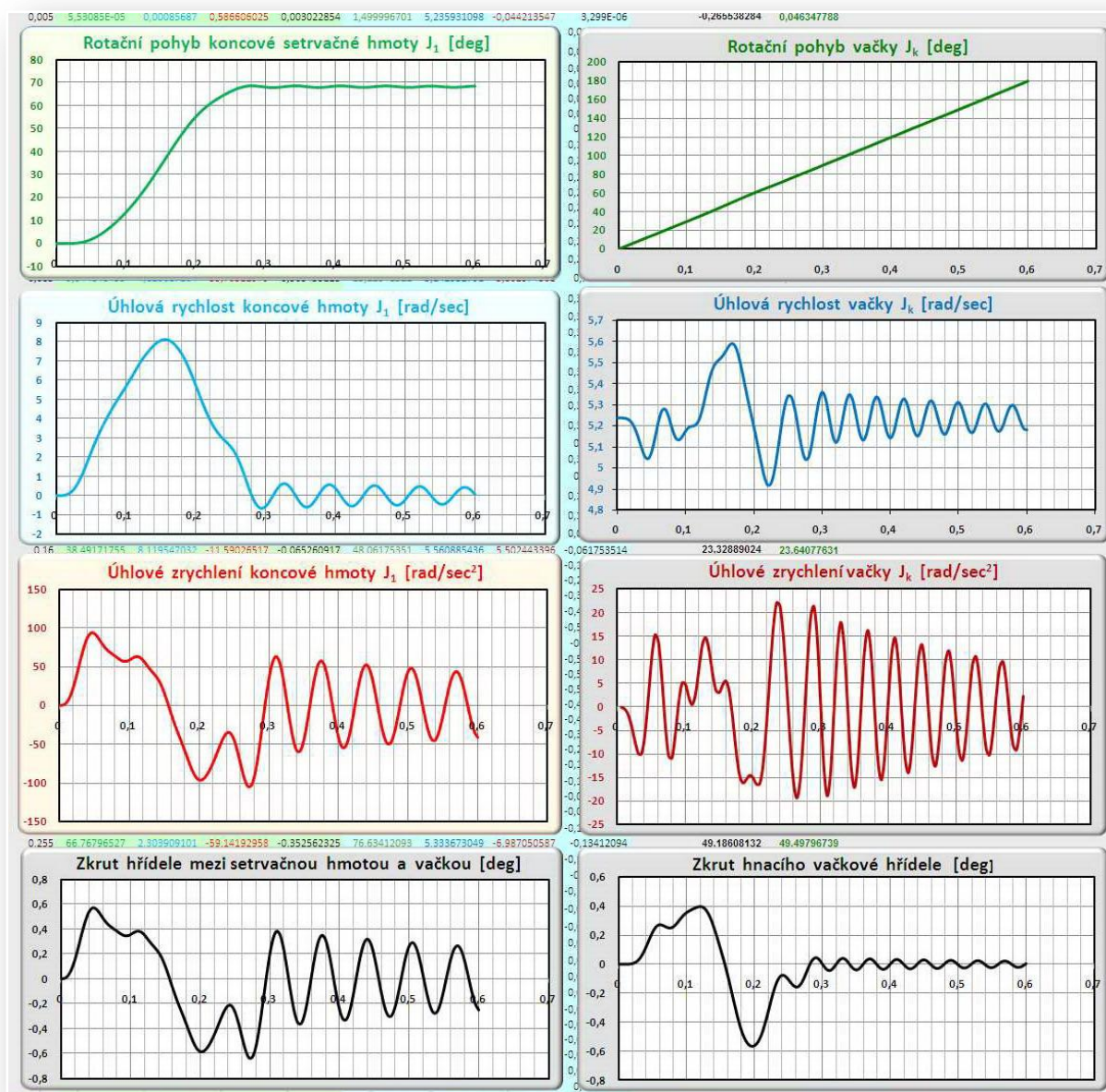
$$v_2 = f_1\left(t + \frac{1}{2}h, \gamma_{10} + \frac{1}{2}hv_1, \gamma_{20} + \frac{1}{2}hu_1, \beta_{10} + \frac{1}{2}hl_1, \beta_{20} + \frac{1}{2}hk_1\right),$$

$$u_2 = f_2\left(t + \frac{1}{2}h, \gamma_{10} + \frac{1}{2}hv_1, \gamma_{20} + \frac{1}{2}hu_1, \beta_{10} + \frac{1}{2}hl_1, \beta_{20} + \frac{1}{2}hk_1\right),$$

$$\begin{aligned}
 l_2 &= g_1 \left(t + \frac{1}{2}h, \gamma_{10} + \frac{1}{2}h v_1, \gamma_{20} + \frac{1}{2}h u_1, \beta_{10} + \frac{1}{2}h l_1, \beta_{20} + \frac{1}{2}h k_1 \right), \\
 k_2 &= g_2 \left(t + \frac{1}{2}h, \gamma_{10} + \frac{1}{2}h v_1, \gamma_{20} + \frac{1}{2}h u_1, \beta_{10} + \frac{1}{2}h l_1, \beta_{20} + \frac{1}{2}h k_1 \right), \\
 v_3 &= f_1 \left(t + \frac{1}{2}h, \gamma_{10} + \frac{1}{2}h v_2, \gamma_{20} + \frac{1}{2}h u_2, \beta_{10} + \frac{1}{2}h l_2, \beta_{20} + \frac{1}{2}h k_2 \right), \\
 u_3 &= f_2 \left(t + \frac{1}{2}h, \gamma_{10} + \frac{1}{2}h v_2, \gamma_{20} + \frac{1}{2}h u_2, \beta_{10} + \frac{1}{2}h l_2, \beta_{20} + \frac{1}{2}h k_2 \right), \\
 l_3 &= g_1 \left(t + \frac{1}{2}h, \gamma_{10} + \frac{1}{2}h v_2, \gamma_{20} + \frac{1}{2}h u_2, \beta_{10} + \frac{1}{2}h l_2, \beta_{20} + \frac{1}{2}h k_2 \right), \\
 k_3 &= g_2 \left(t + \frac{1}{2}h, \gamma_{10} + \frac{1}{2}h v_2, \gamma_{20} + \frac{1}{2}h u_2, \beta_{10} + \frac{1}{2}h l_2, \beta_{20} + \frac{1}{2}h k_2 \right), \\
 v_4 &= f_1(t + h, \gamma_{10} + h v_3, \gamma_{20} + h u_3, \beta_{10} + h l_3, \beta_{20} + h k_3), \\
 u_4 &= f_2(t + h, \gamma_{10} + h v_3, \gamma_{20} + h u_3, \beta_{10} + h l_3, \beta_{20} + h k_3), \\
 l_4 &= g_1(t + h, \gamma_{10} + h v_3, \gamma_{20} + h u_3, \beta_{10} + h l_3, \beta_{20} + h k_3), \\
 k_4 &= g_2(t + h, \gamma_{10} + h v_3, \gamma_{20} + h u_3, \beta_{10} + h l_3, \beta_{20} + h k_3). \quad \dots (4.9)
 \end{aligned}$$



Obr.4.2 Vstupní parametry se vstupní budící zdvihovou závislostí (poly5)



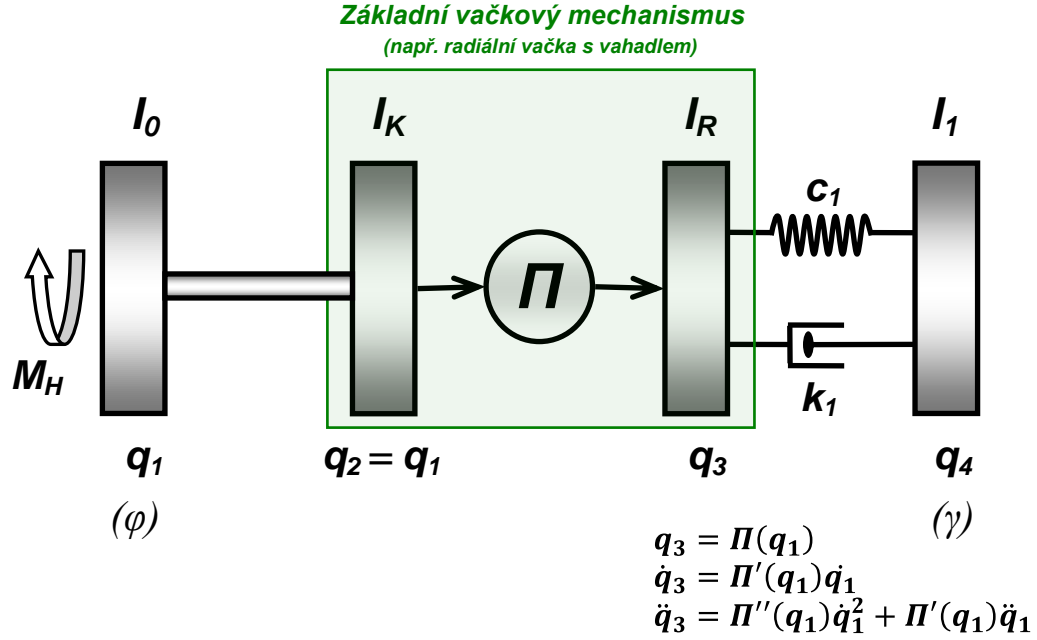
Obr.4.3 Řešení modelu 1-Π-1

Na obr.4.2 a obr.4.3 jsou uvedeny pro ilustraci vstupy a výsledky numerického řešení modelu 1-Π-1 pro 50 ot/min modelované radiální krokové dvojvačky na standu v konfiguraci podle obr.3.1. Krokový radiální dvojvačkový mechanismus je pouze simulován vstupní budící zdvihovou závislostí podle obr.4.2. Realizace na standu by představovala výrobu vačkové krokové převodovky začleněné do kinematického řetězce prvků standu, což je záležitost značně nákladná.

Pro ověření shody výpočtu s měřením byla na standu použita radiální drážková vačka s periodickou zdvihovou závislostí (polynom 5. stupně) s klidovými intervaly. S touto vačkou byla provedena měření a ta porovnává s výsledky výpočtu. Tyto výsledky jsou uvedeny v Dodatku I.

4.2 Pohybové rovnice modelu 0 - Π - 1 (klasický vačkový mechanismus)

V případě tuhé hnací vačkové hřídele nelze v modelu **1-Π-1** neúměrně zvyšovat tuhost, protože se zvyšuje vlastní frekvence hřídele a numerické řešení je nestabilní. Pro tento případ jsou odvozeny nové pohybové rovnice. Nezávislé souřadnice jsou q_1 a q_4 , soustava má dva stupně volnosti. Přechod z modelu **1-Π-1** na **0-Π-1** je na obr.4.4.



Obr.4.4 Diskrétní model klasického vačkového mechanismu 0-Π-1

Kinetická energie soustavy je

$$K = \frac{1}{2}I_0\dot{q}_1^2 + \frac{1}{2}I_K\dot{q}_1^2 + \frac{1}{2}I_R\dot{q}_3^2 + \frac{1}{2}I_1\dot{q}_4^2,$$

$$K = \frac{1}{2}\{[I_0 + I_K + I_R\Pi'^2(q_1)]\dot{q}_1^2 + I_1\dot{q}_4^2\}.$$

Potenciální energie pružných vazeb je

$$V = \frac{1}{2}c_1(q_3 - q_4)^2 = \frac{1}{2}c_1[\Pi(q_1) - q_4]^2.$$

Rayleighova disipativní funkce je

$$R_d = \frac{1}{2}k_1(\dot{q}_3 - \dot{q}_4)^2 = \frac{1}{2}k_1[\Pi'(q_1)\dot{q}_1 - \dot{q}_4]^2.$$

Příslušné derivace a nekonzervativní zobecněná síla vztahující se k zobecněné souřadnici q_1 jsou

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_1}\right) = [I_0 + I_K + I_R\Pi'^2(q_1)]\ddot{q}_1 + 2I_R\Pi'(q_1)\Pi''(q_1)\dot{q}_1^2,$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial K}{\partial q_1} &= I_R \Pi'(q_1) \Pi''(q_1) \dot{q}_1^2, \\ \frac{\partial V}{\partial q_1} &= c_1 [\Pi(q_1) - q_4] \Pi'(q_1), \\ \frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_1} &= k_1 [\Pi'(q_1) \dot{q}_1 - q_4] \Pi'(q_1), \\ Q_1 &= M_H.\end{aligned}$$

Pohybová rovnice vztahující se k zobecněné souřadnici q_1 je po dosazení do (4.1)

$$\begin{aligned}[I_0 + I_K + I_R \Pi'^2(q_1)] \ddot{q}_1 + I_R \Pi'(q_1) \Pi''(q_1) \dot{q}_1^2 &= \\ &= M_H - c_1 \Pi'(q_1) [\Pi(q_1) - q_4] - k_1 \Pi'(q_1) [\Pi'(q_1) \dot{q}_1 - q_4]\end{aligned}$$

pro $\ddot{q}_1 = 0$, resp. $\dot{q}_1 = konst$ nabývá pohybová rovnice tvar

$$M_H = \{I_R \Pi''(q_1) \dot{q}_1^2 + c_1 [\Pi(q_1) - q_4] + k_1 [\Pi'(q_1) \dot{q}_1 - q_4]\} \Pi'(q_1). \quad (4.10)$$

Příslušné derivace a nekonzervativní zobecněná síla vztahující se k zobecněné souřadnici q_4 jsou

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_4} \right) &= I_1 \ddot{q}_4, \\ \frac{\partial K}{\partial q_4} &= 0, \\ \frac{\partial V}{\partial q_4} &= -c_1 [\Pi(q_1) - q_4], \\ \frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_4} &= -k_1 [\Pi'(q_1) \dot{q}_1 - q_4], \\ Q_4 &= 0.\end{aligned}$$

Pohybová rovnice vztahující se k zobecněné souřadnici q_4 je po dosazení do (4.1)

$$I_1 \ddot{q}_4 = c_1 [\Pi(q_1) - q_4] + k_1 [\Pi'(q_1) \dot{q}_1 - q_4]. \quad (4.11)$$

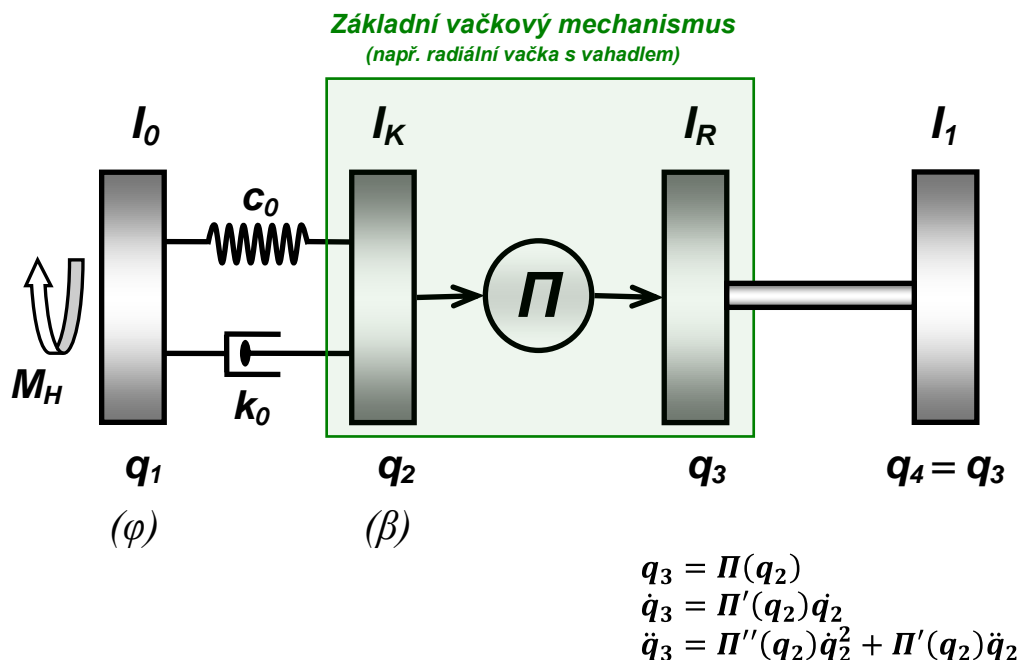
Dosazením za $q_1 = \varphi (= \omega t)$; $\dot{q}_1 = \omega (= konst)$; $q_4 = \gamma$ do rovnic (4.10) a (4.11) dostáváme pohybové rovnice modelu **0-Π-I** ve tvaru

$$M_H = \{I_R \Pi''(\omega t) \omega^2 + c_1 [\Pi(\omega t) - \gamma] + k_1 [\Pi'(\omega t) \omega - \dot{\gamma}]\} \Pi'(\omega t), \quad (4.12)$$

$$I_1 \ddot{\gamma} = c_1 [\Pi(\omega t) - \gamma] + k_1 [\Pi'(\omega t) \omega - \dot{\gamma}]. \quad (4.13)$$

4.3 Pohybové rovnice modelu 1 - Π - 0 (klasický vačkový mechanismus)

V případě tuhé hnané pracovní hřídele nelze v modelu **1-Π-1** rovněž neúměrně zvyšovat tuhost, protože se zvyšuje vlastní frekvence hřídele a numerické řešení je nestabilní. Pro tento případ jsou opět odvozeny nové pohybové rovnice. Nezávislé souřadnice jsou q_1 a q_2 , soustava má dva stupně volnosti. Přejít z modelu **1-Π-1** na **1-Π-0** je na obr.4.5.



Obr.4.5 Diskrétní model klasického vačkového mechanismu **1-Π-0**

Kinetická energie soustavy je

$$K = \frac{1}{2}I_0\dot{q}_1^2 + \frac{1}{2}I_K\dot{q}_2^2 + \frac{1}{2}I_R\dot{q}_3^2 + \frac{1}{2}I_1\dot{q}_3^2,$$

$$K = \frac{1}{2}\{I_0\dot{q}_1^2 + [I_K + (I_R + I_1)\Pi'^2(q_2)]\dot{q}_2^2\}.$$

Potenciální energie pružných vazeb je

$$V = \frac{1}{2}c_0(q_1 - q_2)^2.$$

Rayleighova disipativní funkce je

$$R_d = \frac{1}{2}k_0(\dot{q}_1 - \dot{q}_2)^2.$$

Příslušné derivace a nekonzervativní zobecněná síla vztahující se k zobecněné souřadnici q_1 jsou

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_1}\right) = I_0\ddot{q}_1, \quad \frac{\partial K}{\partial q_1} = 0, \quad \frac{\partial V}{\partial q_1} = c_0(q_1 - q_2), \quad \frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_1} = k_0(\dot{q}_1 - \dot{q}_2), \quad Q_1 = M_H.$$

Pohybová rovnice vztahující se k zobecněné souřadnici q_1 je po dosazení do (4.1)

$$\begin{aligned}
 I_0 \ddot{q}_1 &= M_H - c_0(q_1 - q_2) - k_0(\dot{q}_1 - \dot{q}_2), \\
 \text{pro } \ddot{q}_1 &= 0, \text{ resp. } \dot{q}_1 = \text{konst} \text{ nabývá pohybová rovnice tvar} \\
 M_H &= c_0(q_1 - q_2) + k_0(\dot{q}_1 - \dot{q}_2).
 \end{aligned} \tag{4.14}$$

Příslušné derivace a nekonzervativní zobecněná síla vztahující se k zobecněné souřadnici q_2 jsou

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial K}{\partial \dot{q}_2} &= I_K \dot{q}_2 + I_R \Pi'^2(q_2) \dot{q}_2, \\
 \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_2} \right) &= I_K \ddot{q}_2 + (I_R + I_1) \Pi'^2(q_2) \ddot{q}_2 + 2(I_R + I_1) \Pi'(q_2) \Pi''(q_2) \dot{q}_2^2 = \\
 &= [I_K + (I_R + I_1) \Pi'^2(q_2)] \ddot{q}_2 + 2(I_R + I_1) \Pi'(q_2) \Pi''(q_2) \dot{q}_2^2, \\
 \frac{\partial K}{\partial q_2} &= (I_R + I_1) \Pi'(q_2) \Pi''(q_2) \dot{q}_2^2, \\
 \frac{\partial V}{\partial q_2} &= -c_0(q_1 - q_2), \\
 \frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_2} &= -k_0(\dot{q}_1 - \dot{q}_2), \\
 Q_2 &= 0.
 \end{aligned}$$

Pohybová rovnice vztahující se k zobecněné souřadnici q_2 je po dosazení do (4.1)

$$[I_k + (I_R + I_1) \Pi'^2(q_2)] \ddot{q}_2 + (I_R + I_1) \Pi'(q_2) \Pi''(q_2) \dot{q}_2^2 = c_0(q_1 - q_2) + k_0(\dot{q}_1 - \dot{q}_2). \tag{4.15}$$

Dosazením za $q_1 = \varphi (= \omega t)$; $\dot{q}_1 = \omega (= \text{konst})$; $q_2 = \beta$ do rovnic (4.14) a (4.15) dostáváme pohybové rovnice modelu **I-Π-0** ve tvaru

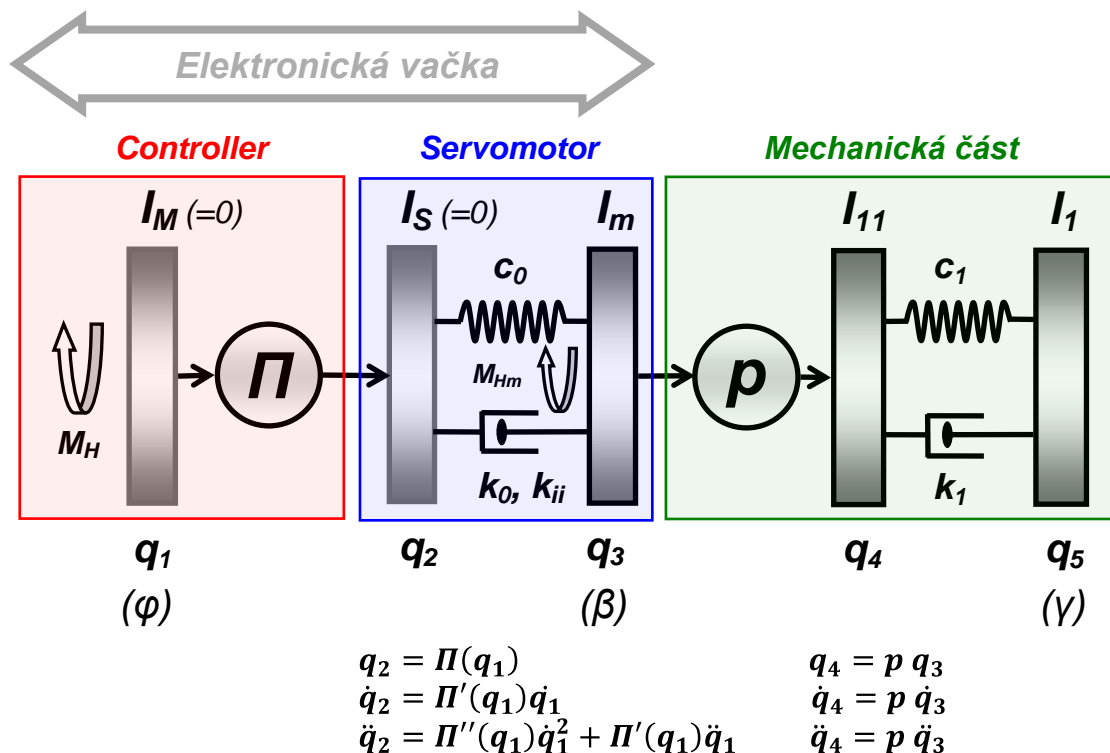
$$M_H = c_0(\omega t - \beta) + k_0(\omega - \dot{\beta}), \tag{4.16}$$

$$\begin{aligned}
 [I_k + (I_R + I_1) \Pi'^2(\beta)] \ddot{\beta} + (I_R + I_1) \Pi'(\beta) \Pi''(\beta) \dot{\beta}^2 &= \\
 &= c_0(\omega t - \beta) + k_0(\omega - \dot{\beta}).
 \end{aligned} \tag{4.17}$$

V případě naprogramovaného modelu **I-Π-I** lze snadno přejít na řešení modelu **0-Π-I** dosazením za $c_1 = 0$, $k_1 = 0$, $I_R = I_R + I_1$ (obr.4.2).

4.4 Pohybové rovnice modelu 0 - Π - 1.1 (elektronická vačka)

Pohybové rovnice odvodíme stejným způsobem jako v případě klasického vačkového mechanismu **1-Π-1**. Přiřazení hodnot proměnným v realitě elektronické vačky bude popsáno v dalším textu. Z důvodů analogie s klasickým mechanismem jsou zakresleny i členy s nulovými momenty setrvačnosti, které ovšem mají svůj mechanický ekvivalent v podobě klasického mechanismu se dvěma výstupními poddajnostmi. Dynamický model **0-Π-1.1** je schématicky nakreslen na *obr.4.6*.



Obr.4.6 Diskrétní model elektronické vačky 0-Π-1.1

Kinetická energie soustavy je

$$K = \frac{1}{2} I_m \dot{q}_3^2 + \frac{1}{2} I_{11} \dot{q}_4^2 + \frac{1}{2} I_1 \dot{q}_5^2,$$

$$K = \frac{1}{2} (I_m \dot{q}_3^2 + I_{11} p^2 \dot{q}_3^2 + I_1 \dot{q}_5^2).$$

Potenciální energie pružných vazeb je

$$V = \frac{1}{2} c_0 (q_2 - q_3)^2 + \frac{1}{2} c_1 (q_4 - q_5)^2,$$

$$V = \frac{1}{2} \{ c_0 [\Pi(q_1) - q_3]^2 + c_1 (p q_3 - q_5)^2 \}.$$

Rayleighova disipativní funkce je

$$R_d = \frac{1}{2} k_0 (\dot{q}_2 - \dot{q}_3)^2 + \frac{1}{2} k_1 (\dot{q}_4 - \dot{q}_5)^2,$$

$$R_d = \frac{1}{2} \{ k_0 [\Pi'(q_1) \dot{q}_1 - \dot{q}_3]^2 + k_1 (p \dot{q}_3 - \dot{q}_5)^2 \}.$$

Příslušné derivace a nekonzervativní zobecněná síla vztahující se k zobecněné souřadnici q_1 jsou

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_1} \right) &= 0, \quad \frac{\partial K}{\partial q_1} = 0, \quad \frac{\partial V}{\partial q_1} = c_0[\Pi(q_1) - q_3] \Pi'(q_1), \\ \frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_1} &= k_0[\Pi'(q_1)\dot{q}_1 - \dot{q}_3] \Pi'(q_1), \quad Q_1 = M_H. \end{aligned}$$

Pohybová rovnice vztahující se k zobecněné souřadnici q_1 po dosazení do rovnic (4.1)

$$M_H = \{c_0[\Pi(q_1) - q_3] + k_0[\Pi'(q_1)\dot{q}_1 - \dot{q}_3]\} \Pi'(q_1). \quad (4.18)$$

Příslušné derivace a nekonzervativní zobecněná síla vztahující se k zobecněné souřadnici q_3 jsou

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_3} \right) &= I_m \ddot{q}_3 + I_{11} p^2 \ddot{q}_3, \quad \frac{\partial K}{\partial q_3} = 0, \\ \frac{\partial V}{\partial q_3} &= -c_0[\Pi(q_1) - q_3] + c_1(pq_3 - q_5)p, \\ \frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_3} &= -k_0[\Pi'(q_1)\dot{q}_1 - \dot{q}_3] + k_1(p\dot{q}_3 - \dot{q}_5)p, \quad Q_3 = 0. \end{aligned}$$

Pohybová rovnice vztahující se k zobecněné souřadnici q_3 po dosazení do rovnic (4.1)

$$\begin{aligned} (I_m + I_{11}p^2)\ddot{q}_3 &= c_0[\Pi(q_1) - q_3] - c_1p(pq_3 - q_5) + \\ &+ k_0[\Pi'(q_1)\dot{q}_1 - \dot{q}_3] - k_1p(p\dot{q}_3 - \dot{q}_5). \end{aligned} \quad (4.19)$$

Příslušné derivace a nekonzervativní zobecněná síla vztahující se k zobecněné souřadnici q_5 jsou

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_5} \right) &= I_1 \ddot{q}_5, \quad \frac{\partial K}{\partial q_5} = 0, \quad \frac{\partial V}{\partial q_5} = -c_1(pq_3 - q_5), \\ \frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_5} &= -k_1(p\dot{q}_3 - \dot{q}_5), \quad Q_5 = 0. \end{aligned}$$

Pohybová rovnice vztahující se k zobecněné souřadnici q_5 po dosazení do rovnic (4.1)

$$I_1 \ddot{q}_5 = c_1(pq_3 - q_5) + k_1(p\dot{q}_3 - \dot{q}_5). \quad (4.20)$$

Dosazením $q_1 = \varphi$; $q_3 = \beta$; $q_5 = \gamma$ do rovnic (4.18), (4.19) a (4.20) dostáváme pohybové rovnice modelu $I - \Pi - I.I$ ve tvaru

$$\begin{aligned} M_H &= \{c_0[\Pi(\varphi) - \beta] + k_0[\Pi'(\varphi)\dot{\varphi} - \dot{\beta}]\} \Pi'(\varphi), \\ (I_m + I_{11}p^2)\ddot{\beta} &= c_0[\Pi(\varphi) - \beta] - c_1p(p\beta - \gamma) + \end{aligned} \quad (4.21)$$

$$k_0[\Pi'(\varphi)\dot{\varphi} - \dot{\beta}] - k_1p(p\dot{\beta} - \dot{\gamma}), \quad (4.22)$$

$$I_1\ddot{\gamma} = c_1(p\beta - \gamma) + k_1(p\dot{\beta} - \dot{\gamma}), \quad (4.23)$$

kde obecně $\dot{\varphi} \neq konst.$ Rovnice (4.22) a (4.23) popisují chování elektronické vačky v případě, kdy souřadnice φ je závisle proměnnou (Slave) virtuálního hřídele (Master). Rovnice pak popisují např. chování při náběhu otáček po předem definované rampě, jak je u elektronických vaček běžné. Dále však budeme uvažovat ustálený chod.

Z rovnic (4.23) a (4.22) se explicitně vyjádří úhlová zrychlení s předpokladem konstantních otáček virtuálního hřídele $\dot{\varphi} = \omega = konst.$

$$\ddot{\gamma} = (c_1/I_1)(p\beta - \gamma) + (k_1/I_1)(p\dot{\beta} - \dot{\gamma}), \quad (4.24)$$

$$\ddot{\beta} = [1/(I_m + I_{11}p^2)]\{c_0[\Pi(\omega t) - \beta] - c_1p(p\beta - \gamma) + k_0[\Pi'(\omega t)\omega - \dot{\beta}] - k_1p(p\dot{\beta} - \dot{\gamma})\}. \quad (4.25)$$

Soustavu dvou výše uvedených diferenciálních rovnic 2. řádu převedeme na soustavu čtyř diferenciálních rovnic 1. řádu [6], tedy snížením řádu dostáváme soustavu (4.26) s počátečními podmínkami pro numerické řešení $\gamma_1(0) = 0$, $\gamma_2(0) = 0$, $\beta_1(0) = 0$, $\beta_2(0) = 0$... jde o z.z. s takto definovaným pohybem, např. dále uvedená z.z. podle VDI. (Pozn.: index 1 se týká polohy, index 2 se týká rychlosti)

$$\dot{\gamma}_1 = f_1(...): \quad \dot{\gamma}_1 = \gamma_2, \quad (v)$$

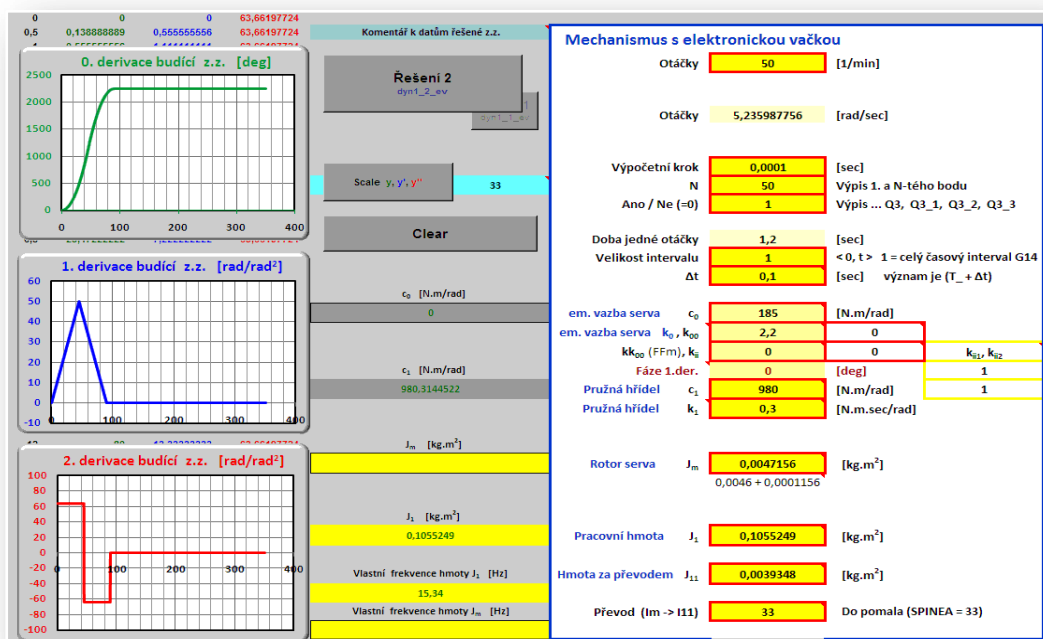
$$\dot{\gamma}_2 = f_2(...): \quad \dot{\gamma}_2 = (1/I_1)[c_1(p\beta_1 - \gamma_1) + k_1(p\beta_2 - \gamma_2)], \quad (u)$$

$$\dot{\beta}_1 = g_1(...): \quad \dot{\beta}_1 = \beta_2, \quad (l)$$

$$\dot{\beta}_2 = g_2(...): \quad \dot{\beta}_2 = [1/(I_m + I_{11}p^2)]\{c_0[\Pi(\omega t) - \beta_1] - c_1p(p\beta_1 - \gamma_1) + k_0[\Pi'(\omega t)\omega - \beta_2] - k_1p(p\beta_2 - \gamma_2)\}. \quad (k)$$

...(4.26)

Numerické řešení soustavy (4.26) provedeme podle předpisu (4.9) jako u modelu **1-II-1**.

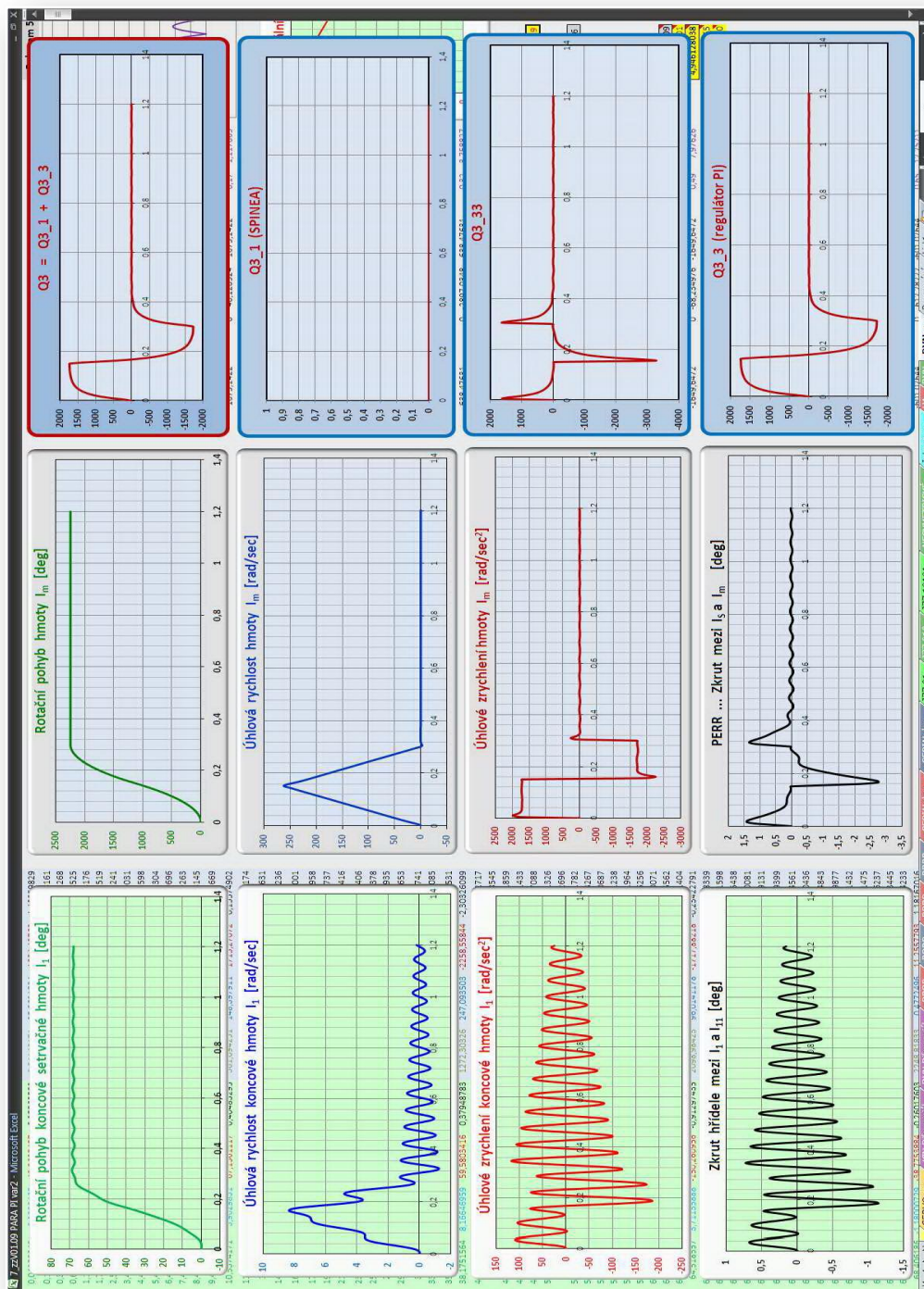


Obr.4.7

Vstupy

Na obr.4.7 a obr.4.8 jsou uvedeny pro ilustraci vstupy (kinetostatické parametry, budící z.z.) a výsledky numerického řešení modelu **0-II-1.1** pro 50 ot/min parabolické neperiodické (krokové) zdvihové závislosti na standu v konfiguraci podle obr.3.2.

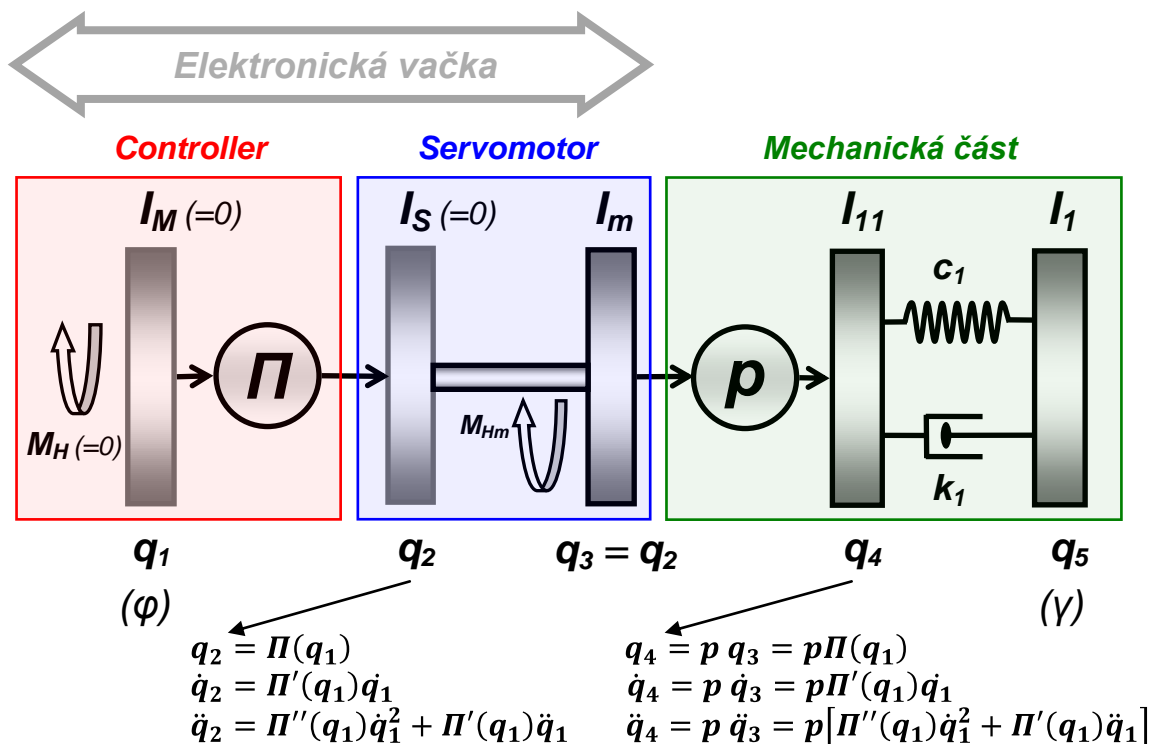
Pro ověření shody výpočtu s měřením byla na standu použita periodická zdvihová závislost (poly5) s klidovými intervaly, stejná jako v případě realizace klasické radiální drážkové vačky. S touto zdvihovou závislostí byla provedena měření a ta porovnána s výsledky výpočtu. Tyto výsledky jsou uvedeny v *Dodatku I*. Rovněž jsou tak velmi názorně vidět charakteristické průběhy a vlastnosti odezvy mechanismu klasického a elektronického na stejnou budící zdvihovou závislost, resp. budící pohybovou funkci.



Obr.4.8 Řešení modelu **0-II-1.1**

4.5 Pohybové rovnice modelu 0 - Π - 0.1 (elektronická vačka)

V případě simulace „tuhé“ elektromagnetické vazby nelze v modelu **0-Π-1.1** neúměrně zvyšovat tuhost, protože se zvyšuje vlastní frekvence vazby a numerické řešení je nestabilní. Pro tento případ jsou odvozeny nové pohybové rovnice. Nezávislé souřadnice jsou q_1 a q_5 , soustava má dva stupně volnosti. Přechod z modelu **0-Π-1.1** na **0-Π-0.1** je na obr.4.9



Obr.4.9 Diskrétní model elektronické vačky 0-Π-0.1

Kinetická energie soustavy je

$$K = \frac{1}{2} I_m \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} I_{11} \dot{q}_4^2 + \frac{1}{2} I_1 \dot{q}_5^2,$$

$$K = \frac{1}{2} [(I_m + I_{11} p^2) \Pi'^2(q_1) \dot{q}_1^2 + I_1 \dot{q}_5^2].$$

Potenciální energie pružných vazeb je

$$V = \frac{1}{2} c_1 (q_4 - q_5)^2 = \frac{1}{2} c_1 [p \Pi(q_1) - q_5]^2.$$

Rayleighova disipativní funkce je

$$R_d = \frac{1}{2} k_1 (\dot{q}_4 - \dot{q}_5)^2 = \frac{1}{2} k_1 [p \Pi'(q_1) \dot{q}_1 - \dot{q}_5]^2.$$

Príslušné derivace a nekonzervativní zobecněná síla vztahující se k zobecněné souřadnici q_1 jsou

$$\begin{aligned}
\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_1} &= (I_m + I_{11}p^2)\Pi'^2(q_1)\dot{q}_1, \\
\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_1}\right) &= (I_m + I_{11}p^2)\Pi'^2(q_1)\ddot{q}_1 + 2(I_m + I_{11}p^2)\Pi'(q_1)\Pi''(q_1)\dot{q}_1^2, \\
\frac{\partial K}{\partial q_1} &= (I_m + I_{11}p^2)\Pi'(q_1)\Pi''(q_1)\dot{q}_1^2, \\
\frac{\partial V}{\partial q_1} &= c_1[p\Pi(q_1) - q_5]p\Pi'(q_1), \\
\frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_1} &= k_1[p\Pi'(q_1)\dot{q}_1 - \dot{q}_5]p\Pi'(q_1), \quad Q_1 = M_H.
\end{aligned}$$

Pohybová rovnice vztahující se k zobecněné souřadnici q_1 po dosazení do rovnic (4.1)

$$\begin{aligned}
(I_m + I_{11}p^2)\Pi'^2(q_1)\ddot{q}_1 + (I_m + I_{11}p^2)\Pi'(q_1)\Pi''(q_1)\dot{q}_1^2 = \\
M_H - \{c_1[p\Pi(q_1) - q_5] - k_1[p\Pi'(q_1)\dot{q}_1 - \dot{q}_5]\} p\Pi'(q_1).
\end{aligned} \quad (4.27)$$

Příslušné derivace a nekonzervativní zobecněná síla vztahující se k zobecněné souřadnici q_5 jsou

$$\begin{aligned}
\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_5}\right) &= I_1\ddot{q}_5, \quad \frac{\partial K}{\partial q_5} = 0, \quad \frac{\partial V}{\partial q_5} = -c_1[p\Pi(q_1) - q_5], \\
\frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_5} &= -k_1[p\Pi'(q_1)\dot{q}_1 - \dot{q}_5], \\
Q_5 &= 0.
\end{aligned}$$

Pohybová rovnice vztahující se k zobecněné souřadnici q_5 po dosazení do rovnic (4.1)

$$I_1\ddot{q}_5 = c_1[p\Pi(q_1) - q_5] + k_1[p\Pi'(q_1)\dot{q}_1 - \dot{q}_5]. \quad (4.28)$$

Dosazením $q_1 = \varphi (= \omega t)$, $\dot{q}_1 = \omega (= konst.)$, $q_5 = \gamma$ do rovnic (4.27) a (4.28) dostáváme pohybové rovnice modelu **0-II-0.I** ve tvaru

$$\begin{aligned}
M_H = \{(I_m + I_{11}p^2)\Pi''(\omega t)\omega^2 + \\
c_1p[p\Pi(\omega t) - \gamma] + k_1p[p\Pi'(\omega t)\omega - \dot{\gamma}]\} \Pi'(\omega t),
\end{aligned} \quad (4.29)$$

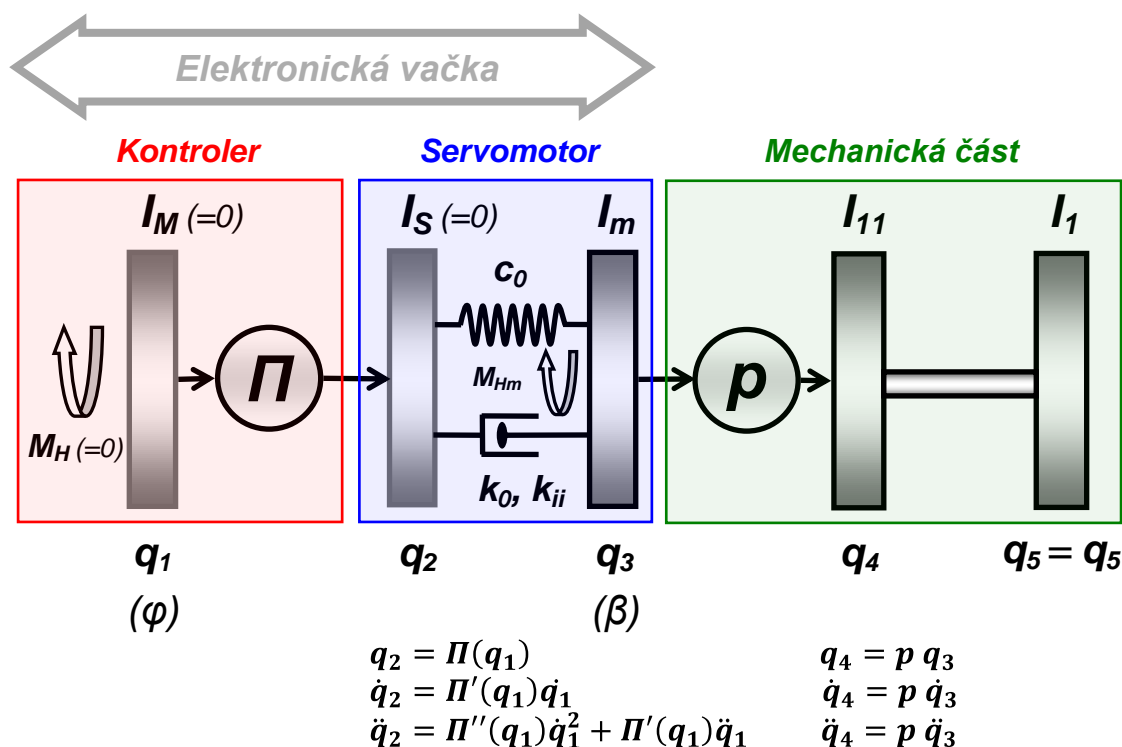
$$I_1\ddot{\gamma} = c_1[p\Pi(\omega t) - \gamma] + k_1[p\Pi'(\omega t)\omega - \dot{\gamma}]. \quad (4.30)$$

Pro $p = 1$ se rovnice (4.29) a (4.30) shodují s rovnicemi (4.12) a (4.13) modelu **0 - II - I** (a ztotožněním momentů setrvačnosti $I_R = I_m + I_{11}$)

4.6 Pohybové rovnice modelu 0 - Π - 1.0 (elektronická vačka)

Tento model popisuje častý případ, kdy poddajnost za servomotorem je vyloučena konstrukcí mechanismu, např. přímý pohon otočného stolu.

V případě simulace tuhé výstupní hnané hřídele nelze v modelu **0-Π-1.1** neúměrně zvyšovat tuhost, protože se zvyšuje vlastní frekvence poddajné vazby a numerické řešení je nestabilní nebo je nutné snižovat časový výpočetní krok. Pro tento případ jsou odvozeny nové pohybové rovnice. Nezávislé souřadnice jsou q_1 a q_3 , soustava má dva stupně volnosti. Přejít z modelu **0-Π-1.1** na **0-Π-1.0** je na obr.4.10.



Obr.4.10 Diskrétní model elektronické vačky 0-Π-1.0

Kinetická energie soustavy je

$$K = \frac{1}{2} I_m \dot{q}_3^2 + \frac{1}{2} I_{11} \dot{q}_4^2 + \frac{1}{2} I_1 \dot{q}_4^2,$$

$$K = \frac{1}{2} [I_m + (I_{11} + I_1) p^2] \dot{q}_3^2.$$

Potenciální energie pružných vazeb je

$$V = \frac{1}{2} c_0 (q_2 - q_3)^2 = \frac{1}{2} c_0 [\Pi(q_1) - q_3]^2.$$

Rayleighova disipativní funkce je

$$R_d = \frac{1}{2} k_0 (\dot{q}_2 - \dot{q}_3)^2 = \frac{1}{2} k_0 [\Pi'(q_1) \dot{q}_1 - \dot{q}_3]^2.$$

Příslušné derivace a nekonzervativní zobecněná síla vztahující se k zobecněné souřadnici q_1 jsou

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_1} \right) &= 0, \\ \frac{\partial K}{\partial q_1} &= 0, \\ \frac{\partial V}{\partial q_1} &= c_0 [\Pi(q_1) - q_3] \Pi'(q_1), \\ \frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_1} &= k_0 [\Pi'(q_1) \dot{q}_1 - \dot{q}_3] \Pi'(q_1), \\ Q_1 &= M_H.\end{aligned}$$

Pohybová rovnice vztahující se k zobecněné souřadnici q_1 po dosazení do rovnic (4.1)

$$M_H = \{c_0[\Pi(q_1) - q_3] + k_0[\Pi'(q_1)\dot{q}_1 - \dot{q}_3]\} \Pi'(q_1). \quad (4.31)$$

Příslušné derivace a nekonzervativní zobecněná síla vztahující se k zobecněné souřadnici q_3 jsou

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_3} \right) &= [I_m + (I_{11} + I_1)p^2] \ddot{q}_3, \\ \frac{\partial K}{\partial q_3} &= 0, \\ \frac{\partial V}{\partial q_3} &= -c_0 [\Pi(q_1) - q_3], \\ \frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_3} &= -k_0 [\Pi'(q_1)\dot{q}_1 - \dot{q}_3], \\ Q_3 &= 0.\end{aligned}$$

Pohybová rovnice vztahující se k zobecněné souřadnici q_3 po dosazení do rovnic (4.1)

$$[I_m + (I_{11} + I_1)p^2] \ddot{q}_3 = c_0 [\Pi(q_1) - q_3] + k_0 [\Pi'(q_1)\dot{q}_1 - \dot{q}_3] \quad (4.32)$$

Dosazením $q_1 = \varphi (= \omega t)$, $\dot{q}_1 = \omega (= konst.)$, $q_3 = \beta$; $q_5 = \gamma$ do rovnic (4.31) a (4.32) dostáváme pohybové rovnice modelu **I-II-1.0** ve tvaru

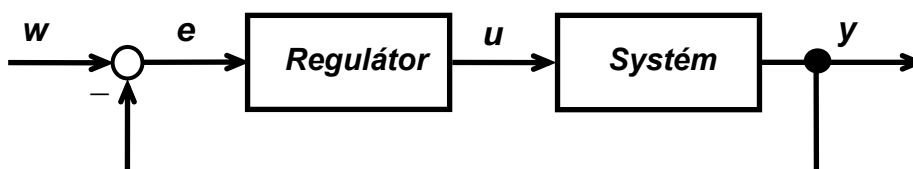
$$M_H = \{c_0[\Pi(\omega t) - \beta] + k_0[\Pi'(\omega t)\omega - \dot{\beta}]\} \Pi'(\omega t), \quad (4.33)$$

$$[I_m + (I_{11} + I_1)p^2] \ddot{\beta} = c_0 [\Pi(\omega t) - \beta] + k_0 [\Pi'(\omega t)\omega - \dot{\beta}]. \quad (4.34)$$

V případě naprogramovaného modelu **0-II-1.1** lze snadno přejít na řešení modelu **0-II-1.0** dosazením za $c_1 = 0$, $k_1 = 0$, $I_{11} = I_{11} + I_1$ do vstupů programu (obr.4.7).

4.7 Algoritmus numerického řešení modelu 0 - II - 1.1 elektronické vačky jako simulace režimů regulace P a PI v rychlostní vazbě

V této kapitole je popsána odlišnost numerického řešení modelu **0-II-1.1** elektronické vačky podle *obr.4.6* od numerického řešení modelu klasického vačkového mechanismu **k₁ - II - k₂** podle *obr.4.1*, 4.4. 4.5. Podrobnější popis numerického řešení je v *Dodatku II*. Nejsou zde popsány principy regulace servopohonů, pouze je konstatováno, že většina servopohonů má kaskádní regulační strukturu s momentovou, rychlostní a polohovou zpětnou vazbou. Regulátory jsou zpravidla proporcionální (*P*) a proporcionálně integrační (*PI*). Námi používaný systém elektronické vačky *Yaskawa* má možnost přepínání *P/PI* regulátoru v rychlostní smyčce výstupním bitem *OBxx013*. Jde nám tedy o takový zásah do numerického řešení pohybových rovnic, aby charakteristická veličina *PERR* jako polohová odchylka servopohonu (rozdíl skutečné polohy na hřídeli serva od teoretické) odpovídala co nejvíce skutečnosti režimů *P/PI*. *PERR* je kritériem přesnosti daného modelu a její průběh bude porovnán se dvěma nezávislými zdroji. Jedním je měření a druhým je virtuální model řízeného mechanického systému vytvořeného v programových systémech *MSC.ADAMS* a *MSC.EASY5*. Polohová přesnost *PERR* elektronických vaček je podrobněji popsána v [27]. Podle [7] je zpětnovazební řízení systému regulací schématicky znázorněno na *obr.4.11*.



Obr.4.11 Řízení systému regulací

kde jednotlivé veličiny jsou:

w ... referenční požadovaná veličina,

y ... skutečná výstupní veličina,

e = *w* - *y* ... regulační odchylka (vstupní veličina regulátoru),

u ... řídicí akční veličina systému (výstupní veličina regulátoru).

Regulátor *PID* má vztah mezi výstupní veličinou (akční veličinou *u(t)* systému) a vstupní veličinou (regulační odchylkou *e(t)*) popsany diferenciální rovnicí

$$u(t) = K \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] = u_p(t) + u_i(t) + u_d(t). \quad (4.35)$$

Zavedená poddajnost a tlumení do systému (v části servopohonu) jsou v terminologii regulovaného systému akčními členy *u_p(t)*, pak numerické řešení pohybových rovnic (4.22) a (4.23), resp. soustavy (4.26) odpovídá režimu regulace *P*¹.

¹ Jinými slovy lze říci, že realizace (nahrazení) této elektromagnetické vazby torzně poddajným členem (pružinou), je přirozený proporcionální (*P*) regulátor, neboť velikosti regulační odchylky (zkrutu) přísluší moment, který tento zkrut eliminuje a který je proporcionálně závislý na tomto zkrutu a zařízení směřuje do stavu, kdy regulační odchylka (zkrut) bude nulová.

Jestliže kvalitativním kritériem elektronické vačky pro pohon pracovních členů mechanismů je polohová odchylka *PERR*, kterou systém řízení nejlépe minimalizuje správnou činností svých regulátorů v kaskádním uspořádání v režimu *PI*, kde konečným výsledkem činnosti regulátorů je elektromagnetický moment působící na rotor serva, pak analogicky zavedeme podle *obr.4.6* na člen se souřadnicí q_3 , resp. β , moment $\mathbf{Q3}(t)$ (působící na jednotkový moment setrvačnosti), který je v upravené rovnici (4.22) a (4.25) ve tvaru

$$\begin{aligned} (I_m + I_{11}p^2)\ddot{\beta} &= c_0[\Pi(\omega t) - \beta] - c_1p(p\dot{\beta} - \gamma) + \\ &\quad k_0[\Pi'(\omega t)\omega - \dot{\beta}] - k_1p(p\dot{\beta} - \dot{\gamma}) + \overline{Q3}, \\ \ddot{\beta} &= [1/(I_m + I_{11}p^2)]\{c_0[\Pi(\omega t) - \beta] - c_1p(p\dot{\beta} - \gamma) + \\ &\quad k_0[\Pi'(\omega t)\omega - \dot{\beta}] - k_1p(p\dot{\beta} - \dot{\gamma})\} + \mathbf{Q3}(t). \quad \dots (4.25_PI) \end{aligned}$$

Tento moment $Q3(t)$ bude představovat druhý člen (4.35) jako akční řídící veličinu $u_l(t)$ modelu dynamického systému elektronické vačky. Referenční veličinou $w(t)$ je moment M_{Hm} působící na jednotkový moment setrvačnosti za předpokladu dokonale tuhé vazby stator/rotor (viz model **0-II-0.1**).

Vyjdeme-li z rovnice (4.29)

$$\begin{aligned} M_H &= \{(I_m + I_{11}p^2)\Pi''(\omega t)\omega^2 + \\ &\quad c_1p[p\Pi(\omega t) - \gamma] + k_1p[p\Pi'(\omega t)\omega - \dot{\gamma}]\} \Pi'(\omega t), \end{aligned}$$

lze pak psát

$$M_H = (M_{Dm} + M_A) \Pi'(\omega t) \quad \text{a} \quad M_{Dm} = (I_m + I_{11}p^2)\Pi''(\omega t)\omega^2,$$

kde M_{Dm} je dynamický (setrvačný) moment členu s momentem setrvačnosti I_m plus redukovaný I_{11} a moment M_A je vliv zkrutu a tlumení hnané poddajné hřídele. Hnací moment působící na „uvolněný“ člen s moment setrvačnosti I_m je

$$\overline{M}_{Hm} = M_{Dm} + M_A.$$

Zavede-li se hnací moment působící na jednotkový moment setrvačnosti stejného členu ve tvaru

$$M_{Hm} = \Pi''(\omega t)\omega^2 + \{c_1p[p\Pi(\omega t) - \gamma] + k_1p[p\Pi'(\omega t)\omega - \dot{\gamma}]\}/(I_m + I_{11}p^2),$$

je pak regulační momentová odchylka

$$e(t) = M_{Hm} - M_m \quad [\text{kde } M_m \text{ je výraz (4.25) }]$$

a $f[e(t)]$ může být algoritmem regulátoru zavedena jako $Q3(t)$. Moment M_{Hm} působící na jednotkový moment setrvačnosti (hmota s I_m) za předpokladu dokonale tuhé vazby stator/rotor (*obr.4.9*) je řešením jiného modelu a jiné soustavy diferenciálních rovnic, tedy soustavy rovnic (4.29 a 4.30) modelu **0-II-0.1**. Výše popsany výraz $f[e(t)]$ není v dále uvedených příkladech programován.

Zavedeme-li však do numerického řešení soustavy rovnic (4.26) proměnnou $Q3(t)$ podle (4.25_PI) jako akční řídící veličinu (výstupní veličina regulátoru) ve formálním tvaru zápisu kódu (algoritmu) programu

$$Q3 = Q3 + k_{ii} * \Delta t * \dot{\beta}_2, \quad (4.36)$$

kde: k_{ii} [1/(sec.rad)] ... konstanta,
 Δt [sec] ... časový krok numerického řešení,
 $\dot{\beta}_2$ [rad/sec²] ... rovnice (k) jako regulační odchylka $e(t)$,

dostáváme analogickou veličinu k integračnímu členu $u_I(t)$ v rovnici (4.35), kterou nazveme součtovým (integračním) momentem numerického řešení soustavy rovnic (4.26) a model pak odpovídá režimu regulace PI v rychlostní vazbě kaskádního uspořádání regulace servopohonu Yaskawa. Tato varianta regulátoru je v uvedených příkladech programována.

Zavedeme-li do numerického řešení soustavy rovnic (4.26), jako příkladnou možnou další variantu, proměnnou $Q3(t)$ ve formálním tvaru zápisu kódu (algoritmu) programu

$$Q3 = Q3 + k_{ii} * \Delta t * (z1 * \omega - \beta_2), \quad (4.37)$$

kde: k_{ii} [1/(sec².rad)] ... konstanta,
 Δt [sec] ... časový krok numerického řešení
 $z1$ [rad/rad] ... první derivace zdvihové závislosti,
 ω [rad/sec] ... úhlová rychlost $q_1 = \varphi (= \omega t)$,
 β_2 [rad/sec] ... rovnice (18I),

dostáváme opět analogickou veličinu k integračnímu členu $u_I(t)$ v rovnici (4.35), kde

$$e(t) = z1 * \omega - \beta_2,$$

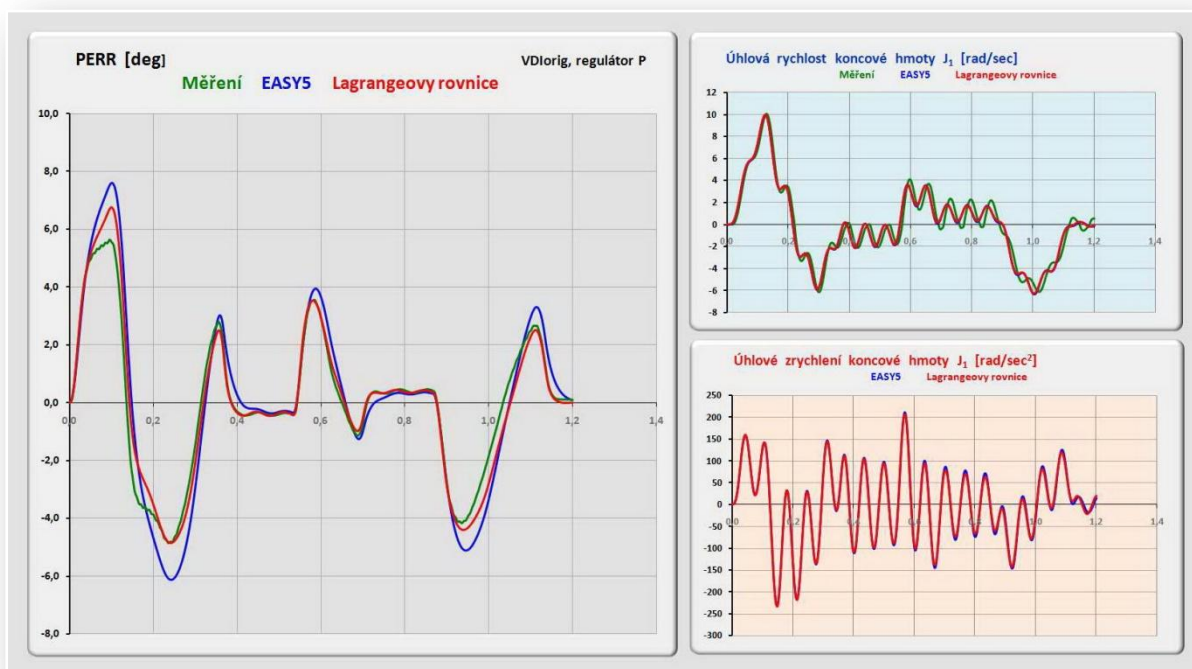
je regulační odchylka (vstupní veličina regulátoru), referenční veličina $w(t) = z1 * \omega$ je žádaná úhlová rychlost a skutečná výstupní veličina $y(t) = \beta_2$ je skutečná úhlová rychlost. Tato varianta *není* v uvedených příkladech programována, protože se ve vztahu k polohové odchylce *PERR* chová regulátor jako P, ve vztahu k $e(t)$ jako PI. Nezávislým naměřeným hodnotám z měniče pohonu lépe odpovídá varianta regulátoru podle (4.36). Numerické řešení je podrobněji popsáno v *Dodatku II*.

Při trvalé konstantní polohové odchylce *PERR* integrační člen obecně zvyšuje moment, který tuto odchylku snižuje. Moment $Q3(t)$ se zavede do cyklu výpočtu (for/next) v daném výpočetním časovém kroku soustavy (4.26) a do předpisu (4.9) členů k_1 , k_2 , k_3 a k_4 . Konstanta k_{ii} představuje pouze analogii k integrační časové konstantě (4.35). Konkrétní hodnoty konstant (k_{ii} a ostatní proporcionální konstanty) momentového regulátoru *PI* (4.36) se stanoví na základě měření. Model je tak verifikován a připraven na testy s jinými parametry jako jsou velikosti hmot, otáčky, jiné zdvihové závislosti apod. Pro $k_{ii} = 0$ jde o regulaci typu *P* (proportionální). Ta je charakteristická tím, že při trvalé konstantní výchylce *PERR* je regulační moment konstantní na rozdíl od regulace *PI*, kdy při konstantní výchylce *PERR* regulační moment v čase vzrůstá. Tuto vlastnost *P/PI* regulátoru lze jednoduše otestovat na libovolném servomotoru při nízkém regulačním stupni (podle *Yaskawa*) ručním vychýlením hřídele servomotoru nebo měřením *PERR* při pracovním pohybu podle parabolické zdvihové závislosti.

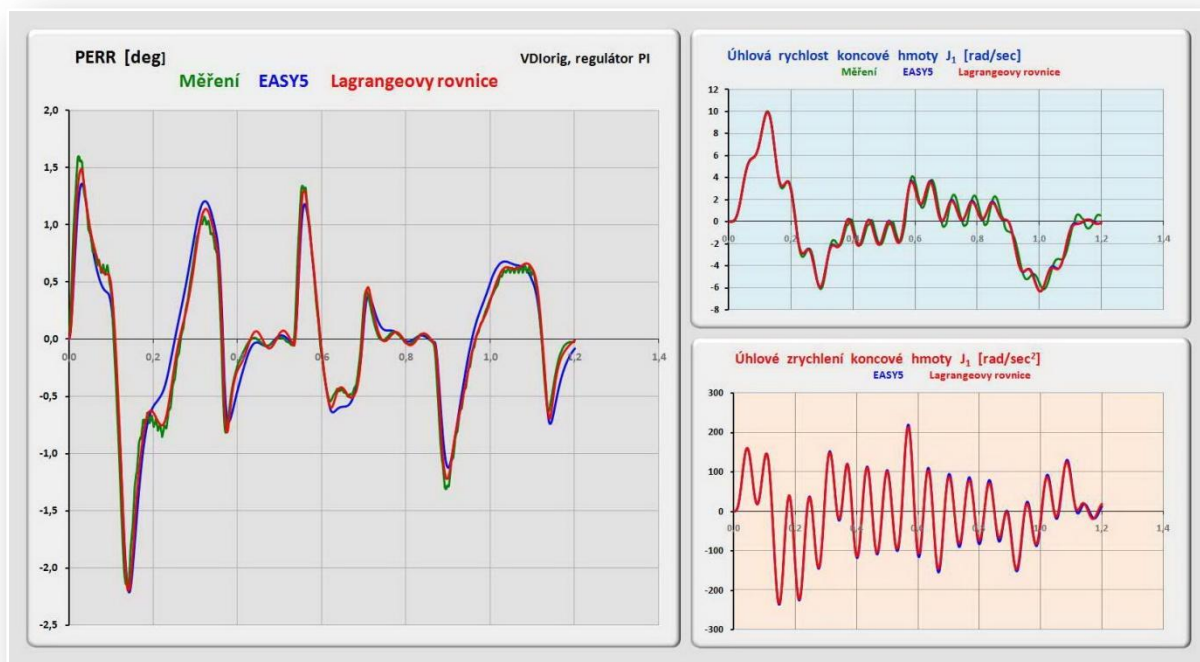
Moment Q_3 nemusí být pouze tento součtový člen, ale může v sobě slučovat i jiné namodelované momenty působící na jednotkový moment setrvačnosti, jako je např. *dopředná momentová vazba* (momentový *Feed Forward*), odporový moment reduktoru otáček serva, zavedení a modely jiných algoritmů regulátoru. Momentová dopředná vazba je pak zavedena do algoritmu numerického řešení stejným způsobem a představuje proporcionálně zesílené teoretické zrychlení.

Hodnoty ekvivalentních parametrů skutečné regulace servopohonu samozřejmě *neodpovídají* uvedenému modelu. Skutečná regulace pracuje v jiných časových režimech (frekvence proudové, rychlostní a polohové vazby) a na základě jiných algoritmů. Fyzikální podstata je však stejná, a tou je *regulace (řízení) momentu* působícího na rotor servomotoru. Nelze tedy na modelu popsaného Lagrangeovými rovnicemi predikovat a modelovat velikosti skutečných parametrů regulátorů pohonu (to je naopak účelem expertních systémů *MSC.ADAMS/EASY5*), ale je možné sledovat vliv hmot, poddajností, tuhostí, otáček, zdvihových závislostí a dalších parametrů na konkrétních aplikacích velice levně a efektivně. To bude ukázáno na problematice *reziduálního kmitání* pracovních členů mechanismů buzených neperiodickými (krokovými) zdvihovými závislostmi.

Po verifikaci parametrů jsou na *obr.4.12* a *obr.4.13* výsledky měření a obou metod virtuální simulace pro regulaci *P* a *PI*. Verifikace byla provedena se zdvihovou závislostí podle [9], jedná se o dynamicky náročnou zdvihovou závislost, blíže specifikovanou v *Dodatku I*.



Obr.4.12 Simulace a měření v režimu regulace *P* (z.z. podle VDI 2143)



Obr.4.13 Simulace a měření v režimu regulace PI (z.z. podle VDI 2143)

4.8 Reziduální spektra neperiodických zdvihových závislostí klasických a elektronických vaček

Neperiodické zdvihové závislosti se také nazývají krokové. Jde o technicky významné pohyby, které se hojně uplatňují v řadě pracovních a manipulačních pohybů. Tyto pracovní pohyby jsou často realizovány unifikovanými konstrukčními uzly v podobě krokových převodovek a otočných stolů s klasickými (radiální, axiální a globoidní) a elektronickými vačkami. V této kapitole budou demonstrovány tři charakteristické neperiodické zdvihové závislosti (*polynomická*, *harmonická* a *parabolická*) a jejich realizace mechanismy popsány modely **1-II-1** a **0-II-1.1**. Charakteristickým znakem těchto zdvihových závislostí jsou průběhy druhých derivací, jak bude dále ukázáno. Schématický průběh je na *obr.4.14*.

Přesnost konečné polohy v klidovém intervalu pohybové funkce je posouzena podle extrémní hodnoty zrychlení pracovního členu, neboť členy vačkového mechanismu jsou v dynamických modelech uvažovány poddajné. Kritériem polohové přesnosti je pak tzv. *reziduální spektrum* druhé derivace odezvy na kinematické buzení poddajného systému zdvihovou závislostí [1]. Diskrétní modely obou mechanismů jsou popsány v předchozích kapitolách a budou řešeny pro charakteristické zdvihové závislosti.

Reziduální spektrum, specifické pro danou zdvihovou závislost, bude využito pro stanovení parametrů (*otáčky*, *úhel zdvihu* nebo *vlastní frekvence*, resp. tuhost nebo moment setrvačnosti), při kterých je kmitání minimalizováno. V [1] jsou reziduální spektra stanovena na základě analytického řešení kinematicky buzeného netlumeného lineárního oscilátoru. Prezentované výsledky v práci jsou výsledkem čistě numerického řešení na základě datového souboru zdvihové závislosti (její 0., 1, a 2. derivace) a parametrů modelů s poddajnými členy. Numerické řešení je jednoduché. V cyklu for/next relativní vlastní frekvence ν (od *obr.4.15* jako „ny1“) probíhá numerické řešení, jehož každým průchodem cyklu je výsledné maximální zrychlení v oblasti klidu pohybové funkce. Grafické vyjádření těchto hodnot v závislosti na ν je hledané reziduální spektrum.

V literatuře [1] je relativní frekvence vlastních kmitů zavedena vztahem

$$\nu = (\bar{T}/2\pi)\sqrt{\lambda} \quad (4.38)$$

kde: \bar{T} ... doba mezi počátkem pohybového intervalu a dosažením extrémního zdvihu,
 $\sqrt{\lambda}$... vlastní kruhová frekvence.

Aplikuje-li se pojem vlastní relativní frekvence (4.38) na neperiodické zdvihové závislosti (krokové) podle *obr.4.14*, platí

$$\nu = (\bar{T}/2\pi)\Omega, \quad \Omega = 2\pi f$$

kde f je vlastní frekvence [Hz], pak

$$\nu = \bar{T}f \quad (4.39)$$

je počet vlastních kmitů v čase \bar{T} realizace úhlu zdvihu. Pro účely minimalizace reziduálního kmitání na základě určení otáček n [1/min], úhlu zdvihu ϕ [deg] a momentu setrvačnosti I [kg.m²] se definuje ϕ [rad]

$$\phi = \omega\bar{T} = (\pi n/30)\bar{T}, \quad \text{a dále} \quad \bar{T} = \left(30\phi/\pi n\right)(\pi/180) = \phi/6n.$$

S využitím vztahu pro vlastní frekvenci volného kmitání pružně uloženého setrvačníku $f = (1/2\pi)\sqrt{c/I}$ a dosazením do (4.39) je pro konfiguraci elektronické vačky podle *obr.3.2*

$$\nu = \phi f / 6n, \quad \text{kde} \quad f = (1/2\pi)\sqrt{c_1/I_1}, \quad (4.40)$$

pak příslušné veličiny jsou v jednotkách:

vlastní relativní frekvence ν [1], vlastní frekvence f [Hz],
 úhel zdvihu ϕ [deg], otáčky n [1/min], konstanta tuhosti c_1 [Nm/rad],
 a moment setrvačnosti I_1 [kg.m²].

Na základě vztahů (4.40) se v cyklu výpočtu for/next v mezích $\langle \nu_{min}, \nu_{max} \rangle$ na základě definovaného vstupního parametru stanovují hodnoty n , ϕ , c_1 , I_1 takto:

Parametr = I ... $a_R = a_R(n)$

V mezích $\langle \nu_{min}, \nu_{max} \rangle$ s krokem $\Delta\nu$ se pro daný úhel zdvihu ϕ [deg], konstantu tuhosti c_1 [Nm/rad] a moment setrvačnosti I_1 [kg.m²] definují otáčky n [1/min] v každém kroku. Reziduální spektrum popisuje velikosti hodnot zrychlení a_R v klidové části pohybového intervalu jako funkci otáček n , při konstantních hodnotách ϕ , c_1 a I_1 .

Parametr = 2 ... $a_R = a_R(\phi)$

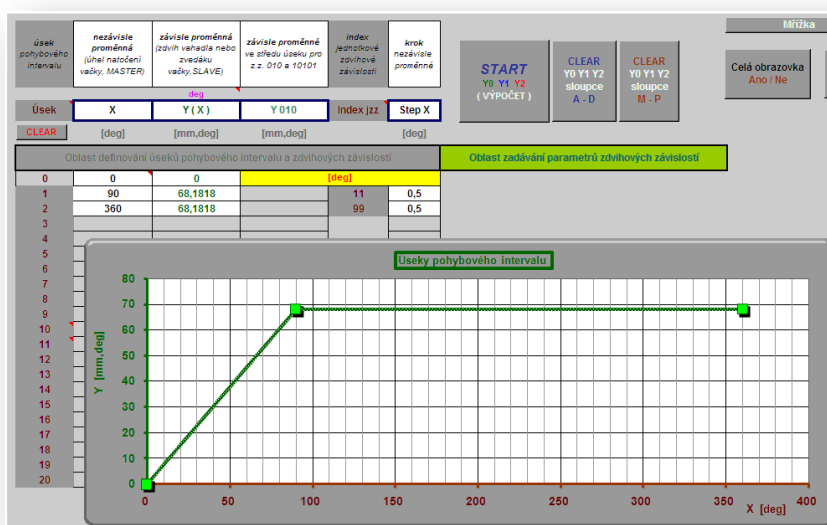
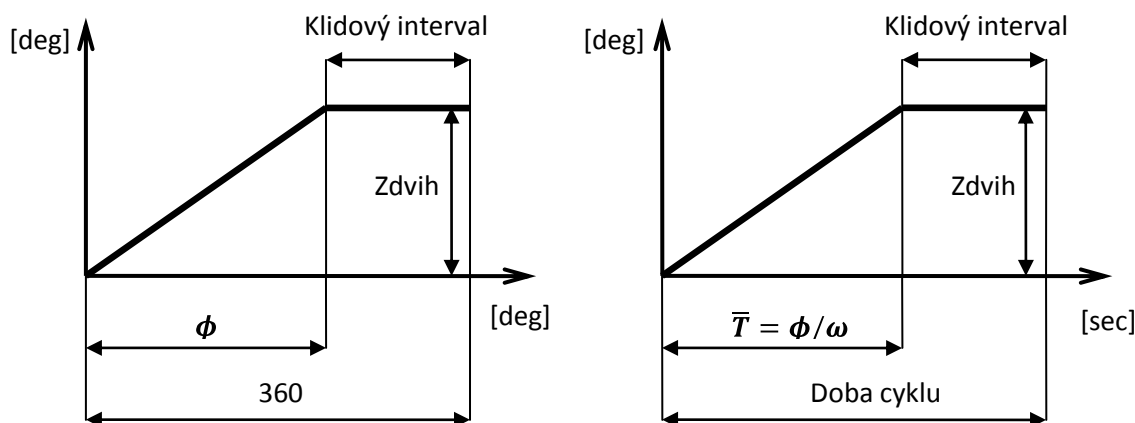
V mezích $\langle v_{min}, v_{max} \rangle$ s krokem Δv se pro dané otáčky n [1/min], konstantu tuhosti c_1 [Nm/rad] a moment setrvačnosti I_1 [kg.m²] definuje úhel zdvihu ϕ [deg] v každém kroku. Reziduální spektrum popisuje velikosti hodnot zrychlení a_R v klidové části pohybového intervalu jako funkci úhlu zdvihu ϕ , při konstantních hodnotách n , c_1 a I_1 .

Parametr = 3 ... $a_R = a_R(c_1)$

V mezích $\langle v_{min}, v_{max} \rangle$ s krokem Δv se pro dané otáčky n [1/min], úhel zdvihu ϕ [deg] a moment setrvačnosti I_1 [kg.m²] definuje konstantu tuhosti c_1 [Nm/rad] v každém kroku. Reziduální spektrum popisuje velikosti hodnot zrychlení a_R v klidové části pohybového intervalu jako funkci konstanty tuhosti c_1 , při konstantních hodnotách n , ϕ a I_1 .

Parametr = 4 ... $a_R = a_R(I_1)$

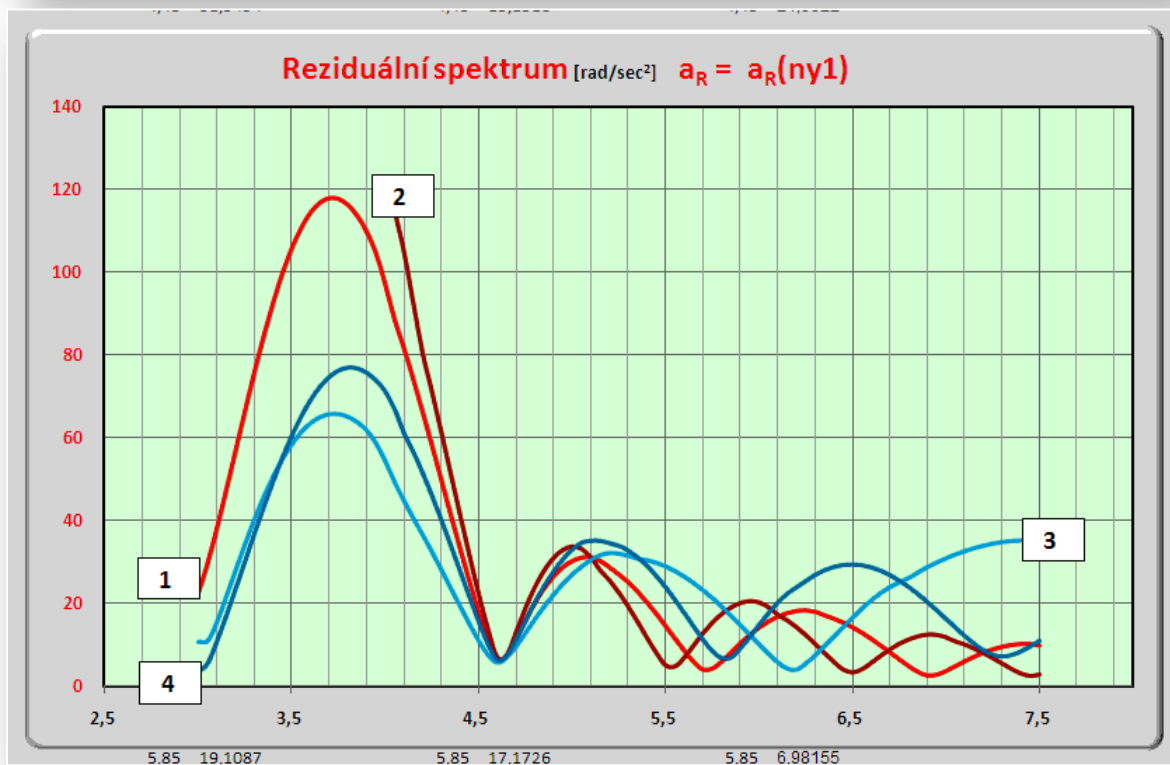
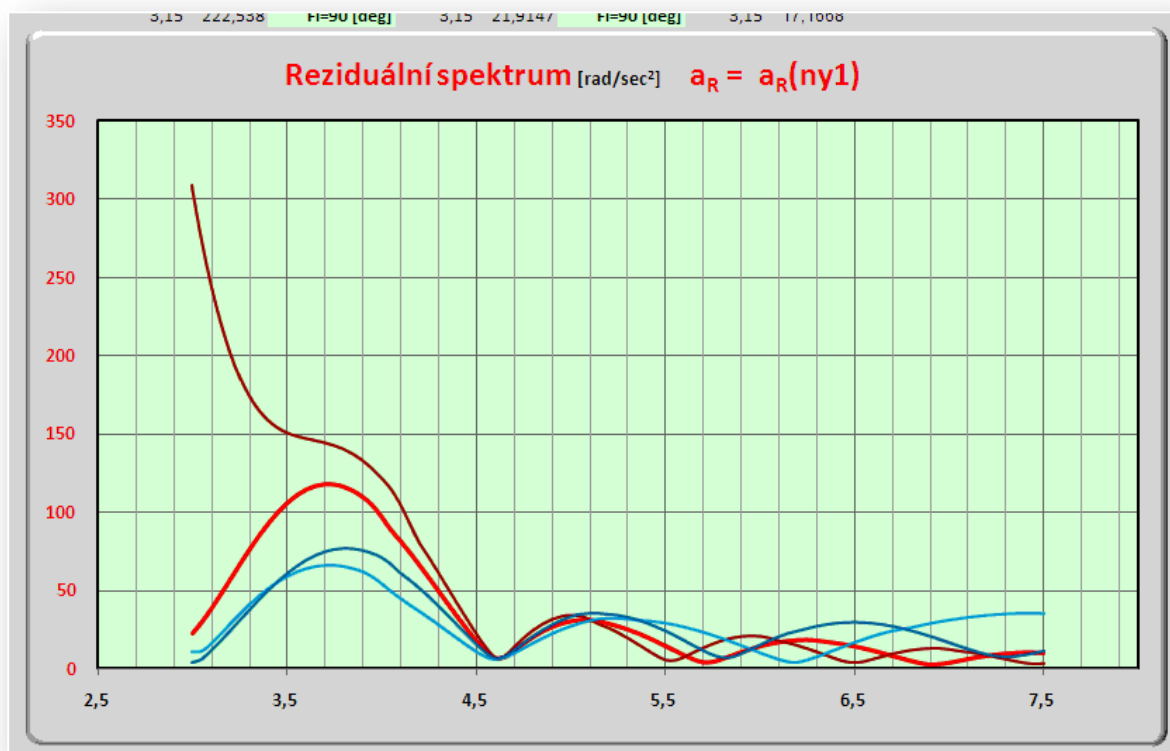
V mezích $\langle v_{min}, v_{max} \rangle$ s krokem Δv se pro dané otáčky n [1/min], úhel zdvihu ϕ [deg] a konstantu tuhosti c_1 [Nm/rad] definuje moment setrvačnosti I_1 [kg.m²] v každém kroku. Reziduální spektrum popisuje velikosti hodnot zrychlení a_R v klidové části pohybového intervalu jako funkci momentu setrvačnosti I_1 , při konstantních hodnotách n , ϕ a c_1 .



Obr.4.14 Schéma neperiodické (krokové) zdvihové závislosti

4.8.1 Reziduální spektra klasického vačkového mechanismu (1 - II - 1)

Na základě shody numerického řešení s výsledky měření podle *Dodatku I* pro periodickou pohybovou funkci je možné modelovat neperiodickou (krokovou) pohybovou funkci polynomu 5. stupně podle *obr.4.16.* z kapitoly 4.8.2. Výsledky jsou na následujících obrázcích *obr.15a,b.*



Obr.4.15a Reziduální spektra podle hodnoty **Parametr** (= 1, 2, 3 a 4)



Obr.4.15b Reziduální spektra podle hodnoty konstanty tuhosti c_0 [N.m/rad] vačkové hřídele

Klasický vačkový mechanismus velmi často díky konstrukčnímu uspořádání obsahuje poddajnosti ve své *hnací* části. Tato poddajnost je způsobena mnoha faktory, jako je např. vačková hřídel nevhodné konstrukce, poddajný pohon řemenovými převody apod. Model samozřejmě neobsahuje vliv vůlí v kinematickém řetězci a nerovnoměrnost vstupních otáček, které tato spektra dále nepředpokládaně deformují. Využití takto namodelovaných spekter je

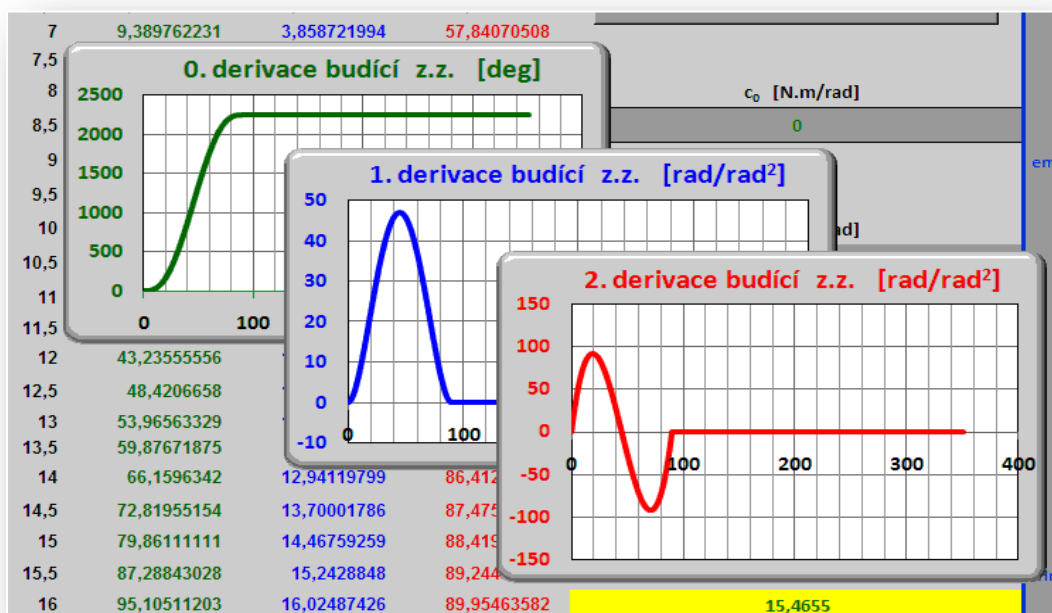
přibližné a informativní. Ladění na základě předpokladů v úvodu kapitoly (otáčky, vlastní frekvence) je problematické, v některých případech těžko realizovatelné (změna úhlu zdvihu).

4.8.2 Reziduální spektra mechanismu s elektronickou vačkou (0 - Π - 1.1)

Reziduální spektra mechanismu elektronické vačky s poddajností v hnané části budou ilustrativně vyřešena pro tři typy neperiodických zdvihových závislostí (polynommická, harmonická a parabolická) s charakteristickými průběhy svých druhých derivací. Pro každou ze zdvihových závislostí se provedl výpočet a měření setrvačné hmoty uložené přímo na hřídeli servomotoru. Tak se ověřila platnost modelu **0- Π -1.0** podle *obr.4.10.* a shoda s výsledky modelování expertními systémy MSC.ADAMS/EASY5 a měření. Výsledky jsou v *Dodatku II.*

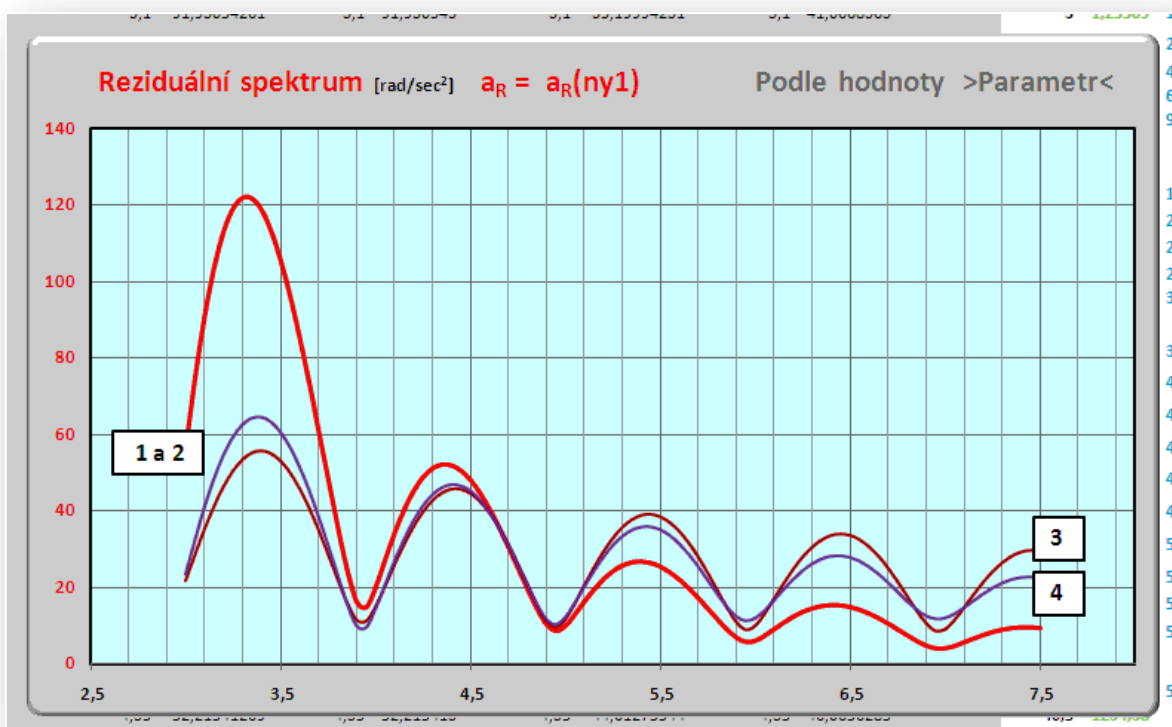
Budicí zdvihová závislost vlastní elektronické vačky bude vykreslena pro 0., 1, a 2. derivaci podle úhlu natočení. Jde o pootočení hřídele servomotoru (Slave) v závislosti na natočení virtuálního hřídele (Master). Zdvihová závislost elektronické vačky odpovídá úhlu natočení pracovní setrvačné hmoty transformovaného převodovým poměrem reduktoru SPINEA. Kroku 2250 [deg] elektronické vačky na hřídeli serva tedy odpovídá krok koncové hmoty 68,1818 [deg] pro úhel zdvihu virtuálního hřídele 90 [deg]. Tato velikost kroku v závislosti na úhlu zdvihu je stejná pro všechny tři zdvihové závislosti (polynommická, harmonická a parabolická). Vstupy a řešení kinematických veličin hmot jsou podle *obr.4.7* a *obr.4.8.* Konkrétní výsledky z důvodu rozsahu nebudou uvedeny, neboť odpovídají měření a shoda numerického řešení již byla prokázána v *Dodatku I.* Pozornost bude zaměřena na *reziduální spektra* a charakteristickou veličinu *PERR* (polohovou odchylku na hřídeli servomotoru), která je pro posouzení kvality realizace pohybové funkce rozhodující.

Zdvihová závislost polynommická 5. stupně

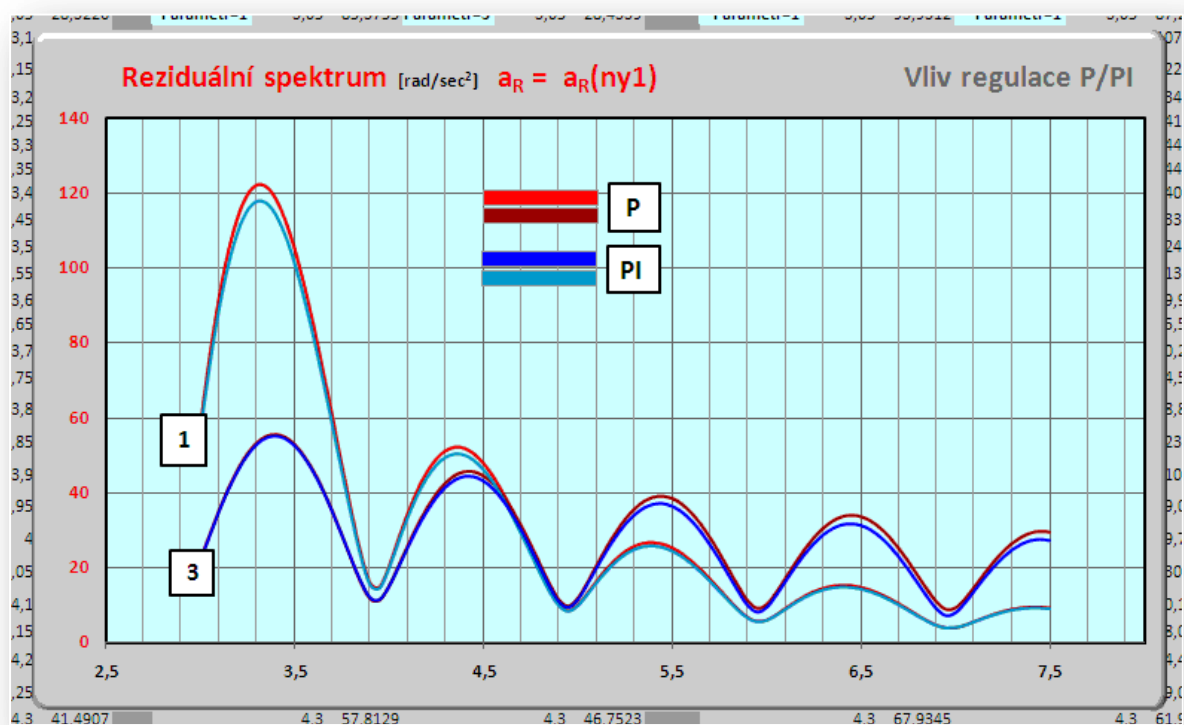


Obr.4.16 Polynommická zdvihová závislost

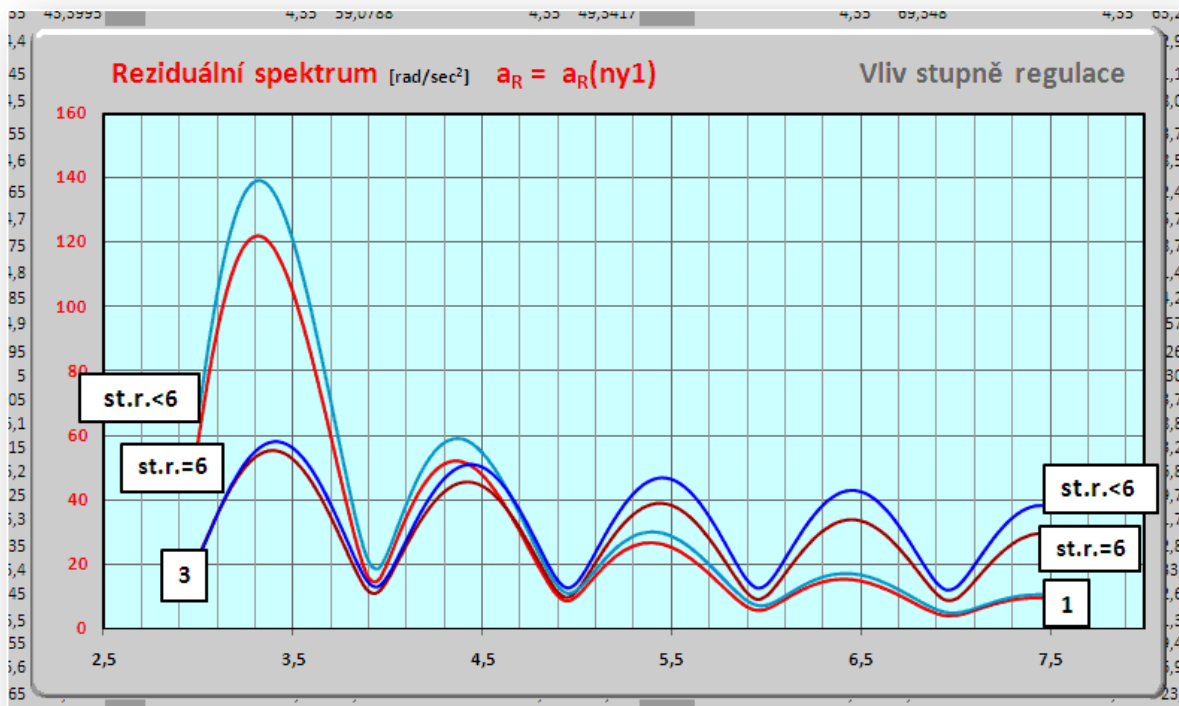
Pro polynomičnou zdvihovou závislost jsou dále vykreslena reziduální spektra pro hodnoty **Parametr** = 1, 2, 3 a 4, dva stupně regulace (viz. obr.III.12), regulátor *P* a *PI* a v závislost na tlumení. Nakonec je srovnání klasické a elektronické vačky se stejnou polynomičnou zdvihovou závislostí.



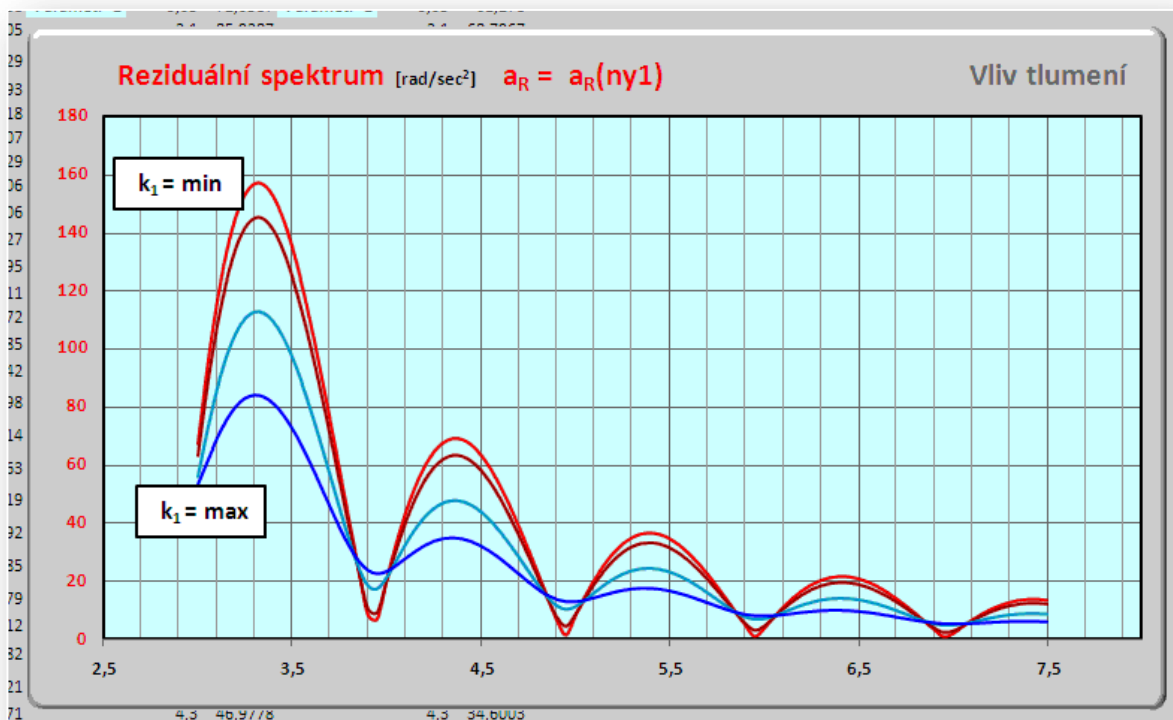
Obr.4.17 Reziduální spektra podle hodnoty **Parametr** (= 1, 2, 3 a 4)



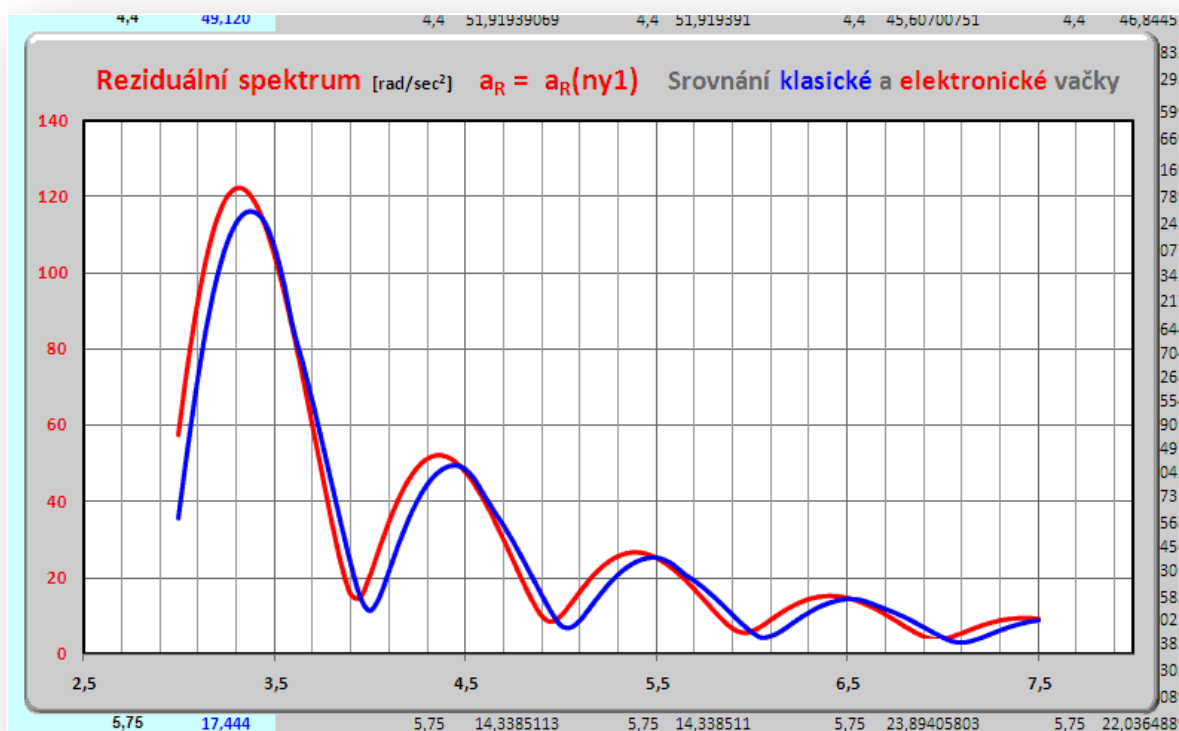
Obr.4.18 Reziduální spektra podle hodnoty **Parametr** (= 1 a 3) a regulace *P/PI*



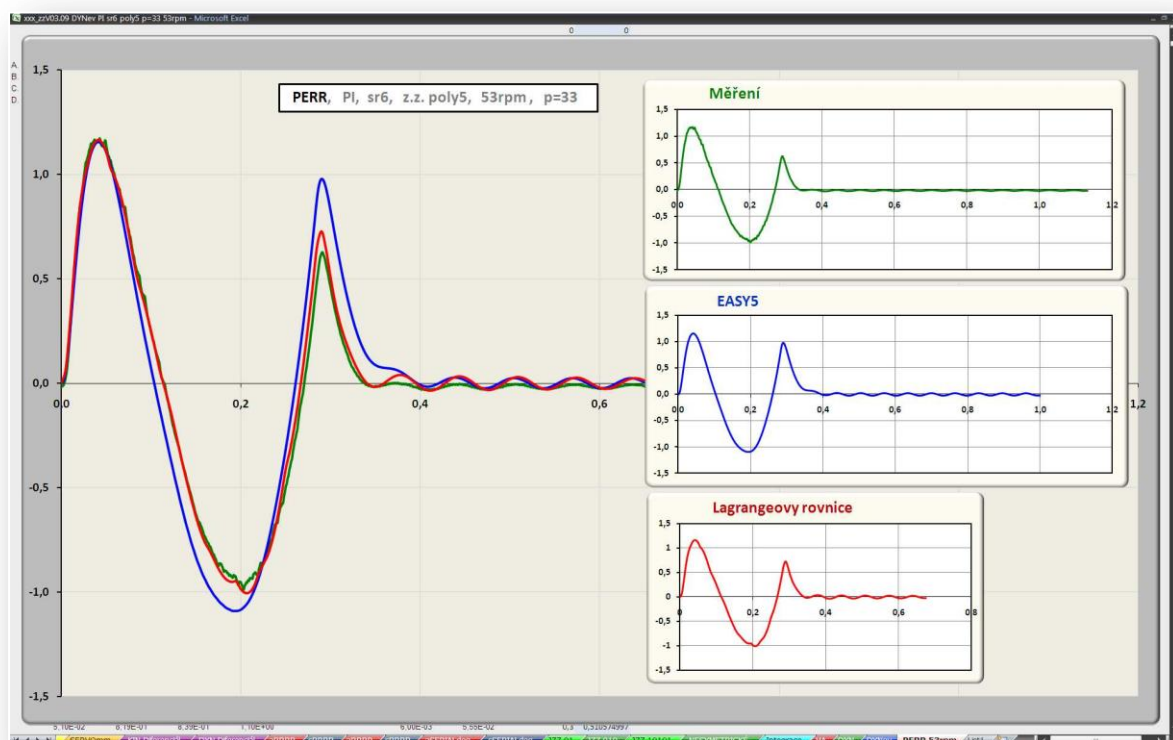
Obr.4.19 Reziduální spektra podle hodnoty **Parametr** (= 1 a 3) a **stupně regulace** (podle obr.III.12)



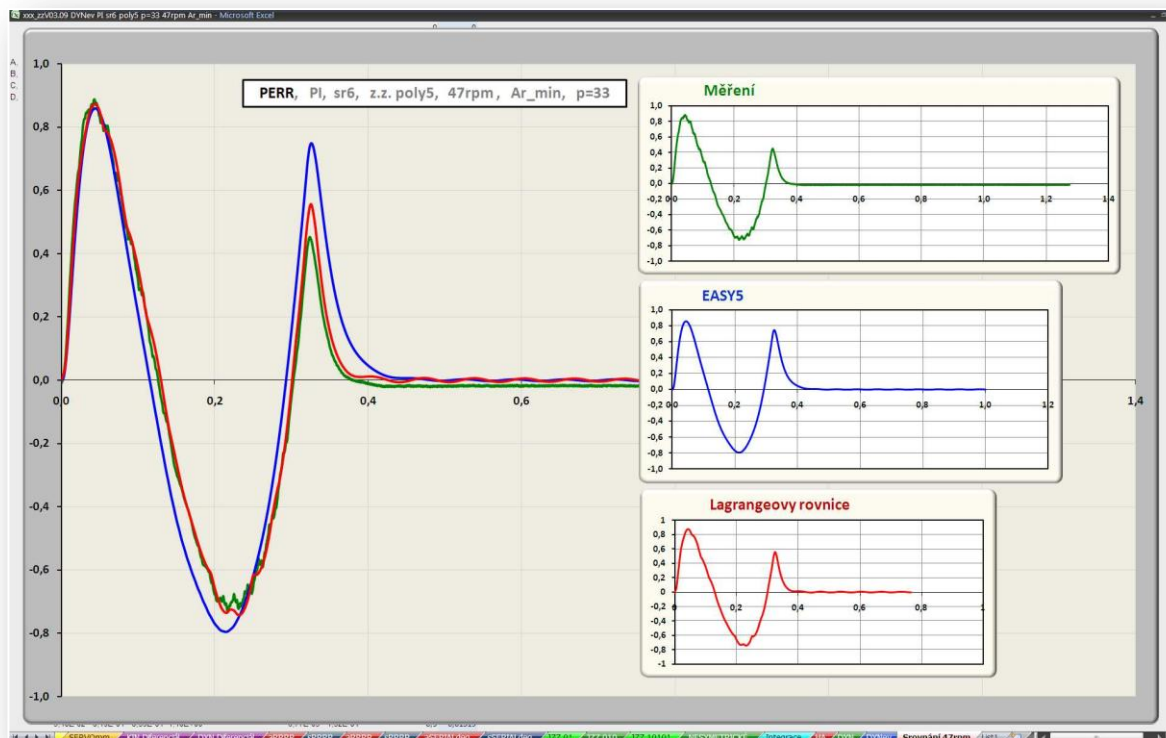
Obr.4.20 Reziduální spektra podle hodnoty **tlumení** ($k_1=0,05/0,2/0,4/0,8$ [N.m.s/rad])



Obr.4.21 Srovnání klasické a elektronické vačky (pro klas.vačku $c_0=20000$ [N.m/rad])



Obr.4.22 Polohová odchylka PERR pro max. hodnotu amplitud reziduálních kmitů



Obr.4.23 Polohová odchylka PERR pro min. hodnotu amplitud reziduálních kmitů

Podle obr.4.21, na kterém je srovnání reziduálního spektra klasického a elektronického mechanismu, je zřejmý vliv poddajnosti v hnací části klasického vačkového mechanismu. Reziduální spektrum je posunuto. Hodnoty parametrů klasického mechanismu jsou ilustrativní bez uvažování vůle v kinematických dvojicích a uvažovaná vstupní úhlová rychlost (50 ot/min) je konstantní.

Na základě spektra podle obr.4.17 (Parametr =1) lze stanovit otáčky pro maximální (53 ot/min) a minimální (47 ot/min) hodnoty reziduálních kmitů polynomicke zdvihové závislosti a modelovat tvar PERR. Porovnání s výsledky systému MSC.ADAMS/EASY5 a s měřením je na obr.4.22 a obr.4.23.

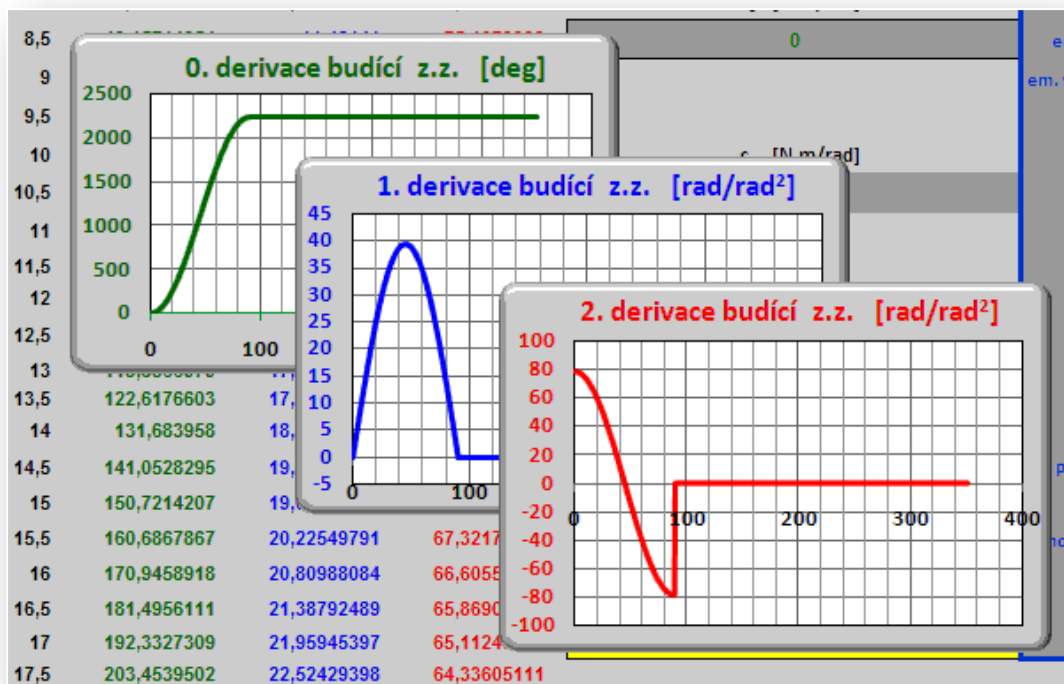
V dalších dvou zdvihových závislostech (*harmonická* a *parabolická*) budou uvedena spektra v závislosti na hodnotě parameru (Parametr = 1, 2, 3 a 4). Opět jsou podle spektra s hodnotou Parametr =1 stanoveny otáčky pro maximální a minimální hodnoty amplitud reziduálních kmitů.

Pro *harmonickou* zdvihovou závislost jsou maximální amplitudy reziduálních kmitů při otáčkách 47 [min⁻¹] a minimální amplitudy při otáčkách 51,5 [min⁻¹].

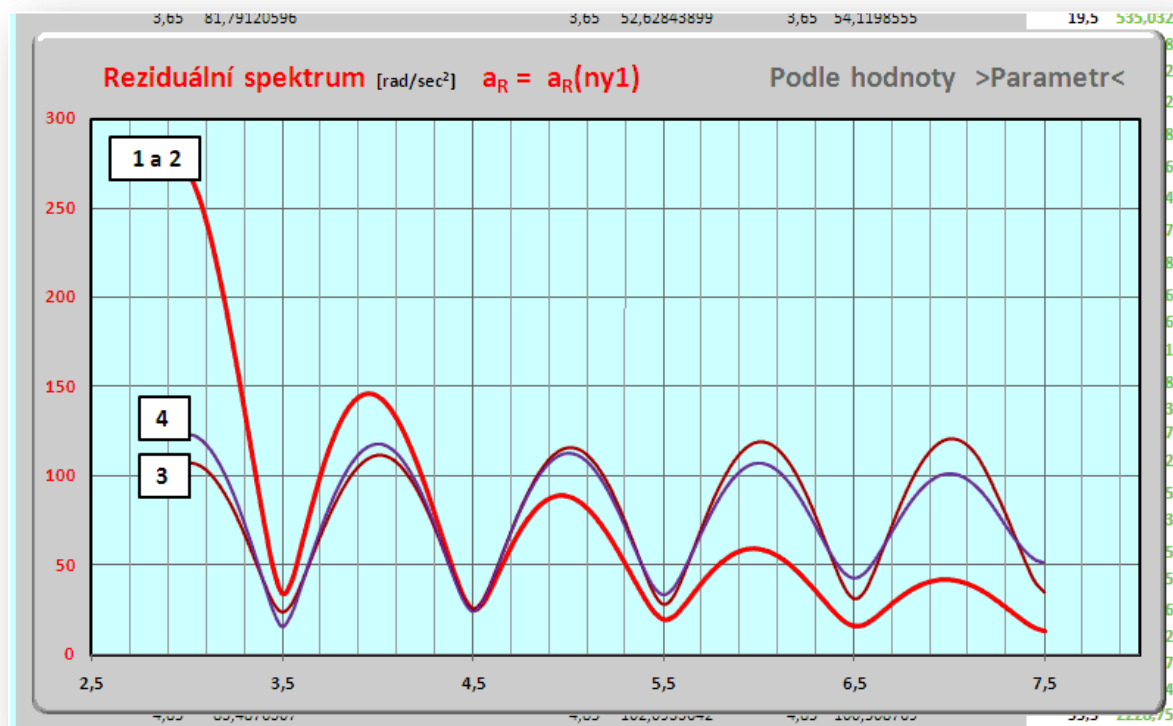
Pro *parabolickou* zdvihovou závislost jsou maximální amplitudy reziduálních kmitů při otáčkách 47 [min⁻¹] a minimální amplitudy při otáčkách 58 [min⁻¹].

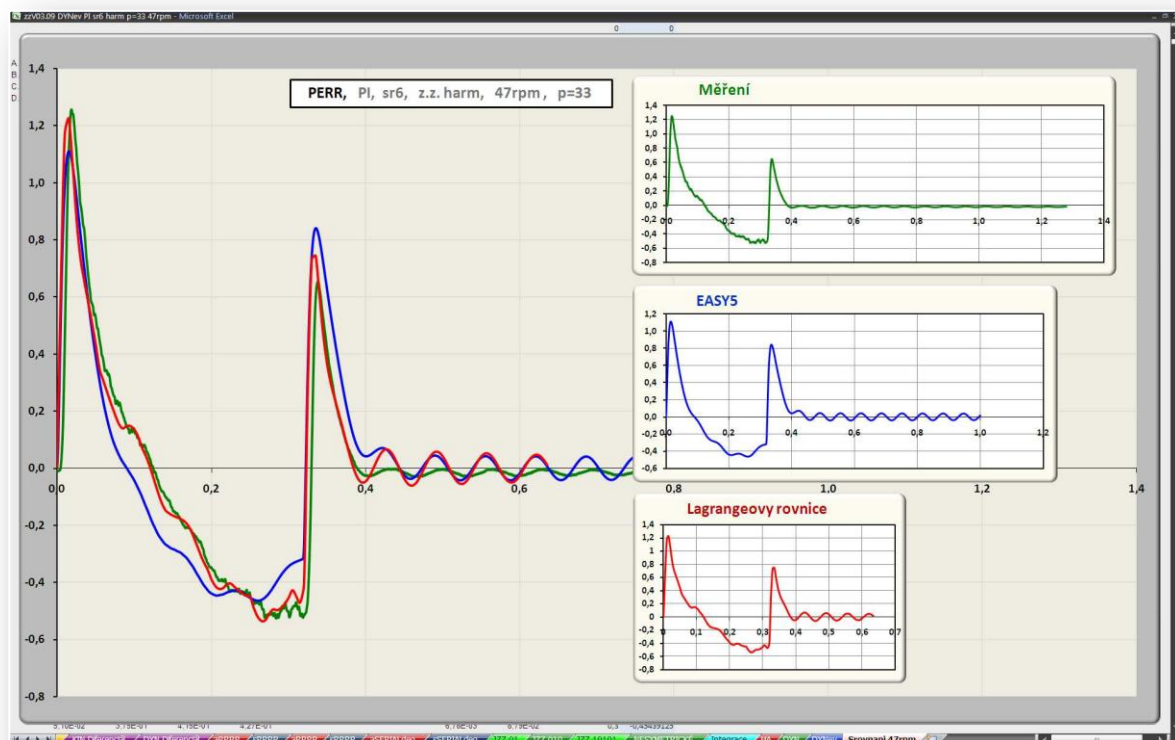
Poslední obrázek jsou reziduální spektra *polynomicke*, *harmonické* a *parabolické* zdvihové závislosti nakresleny do jednoho diagramu. Obrázek je dostatečně ilustrativní.

Zdvihová závislost harmonická

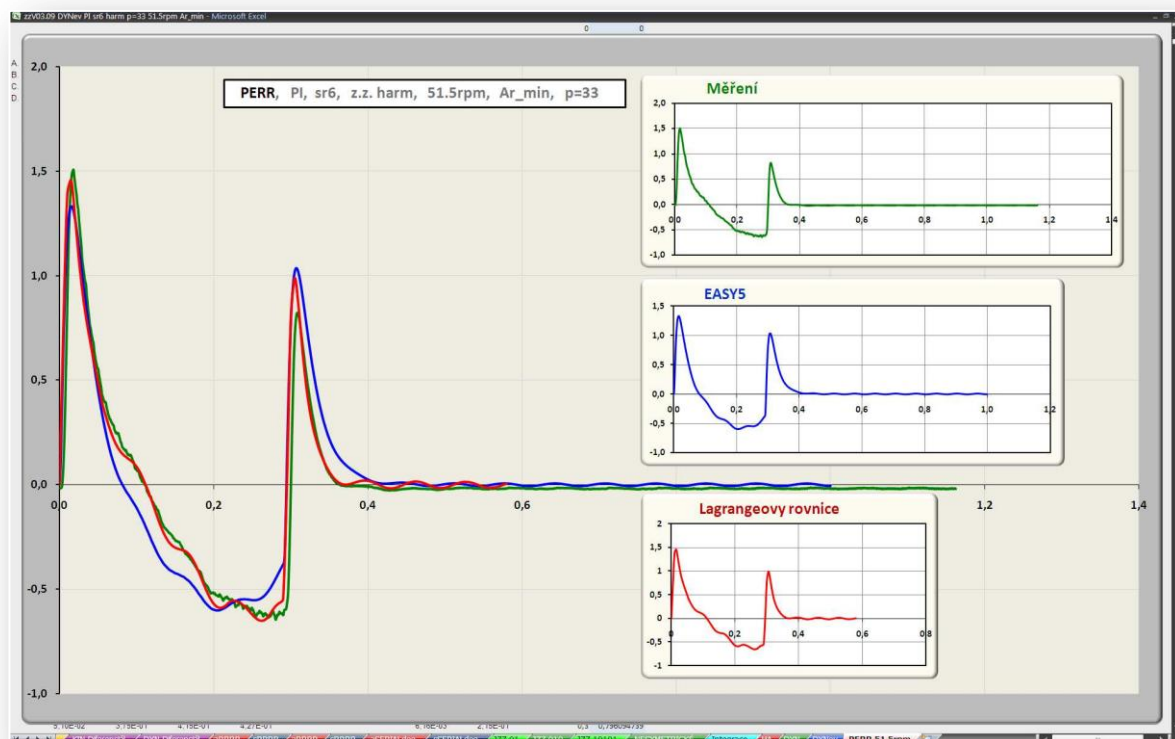


Obr.4.24 Harmonická zdvihová závislost


Obr.4.25 Reziduální spektra podle hodnoty **Parametr** (= 1, 2, 3 a 4)

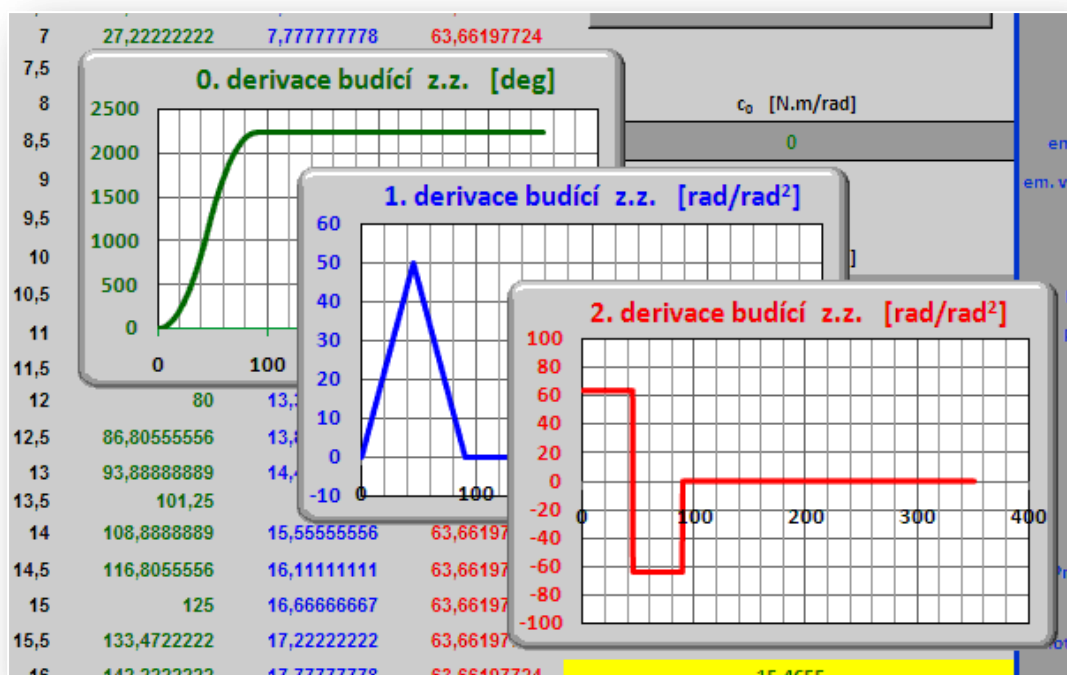


Obr.4.26 Polohová odchylka PERR pro max. hodnotu amplitud reziduálních kmitů

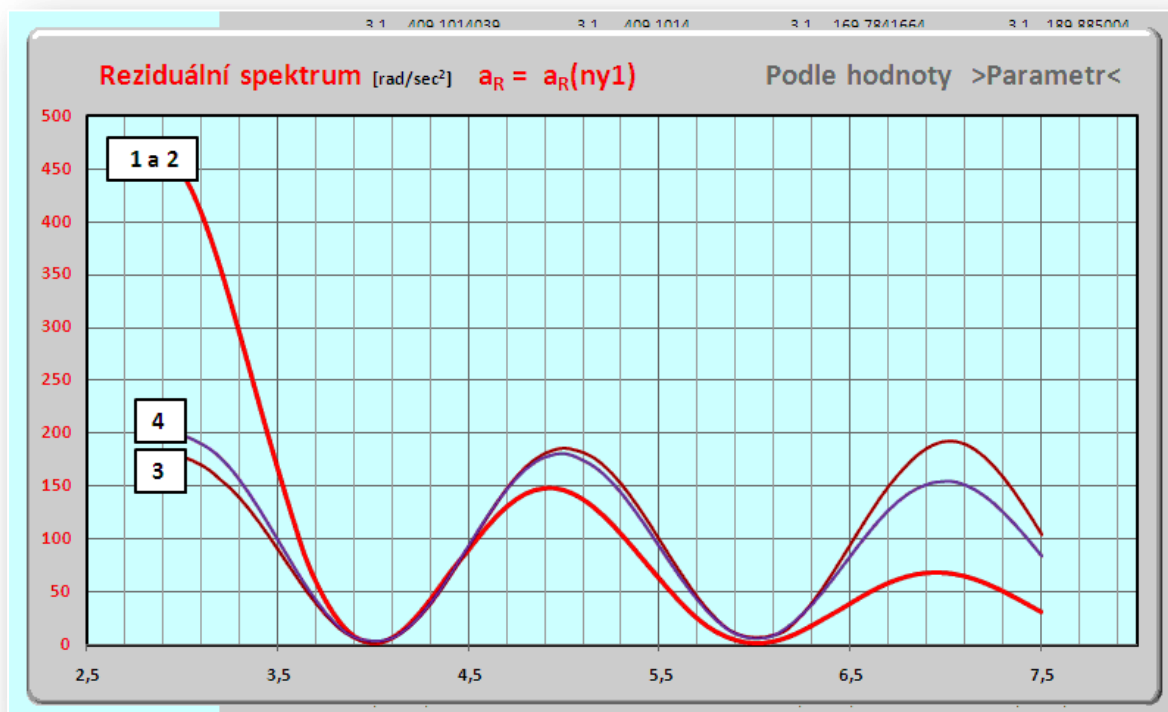


Obr.4.27 Polohová odchylka PERR pro min. hodnotu amplitud reziduálních kmitů

Zdvihová závislost parabolická

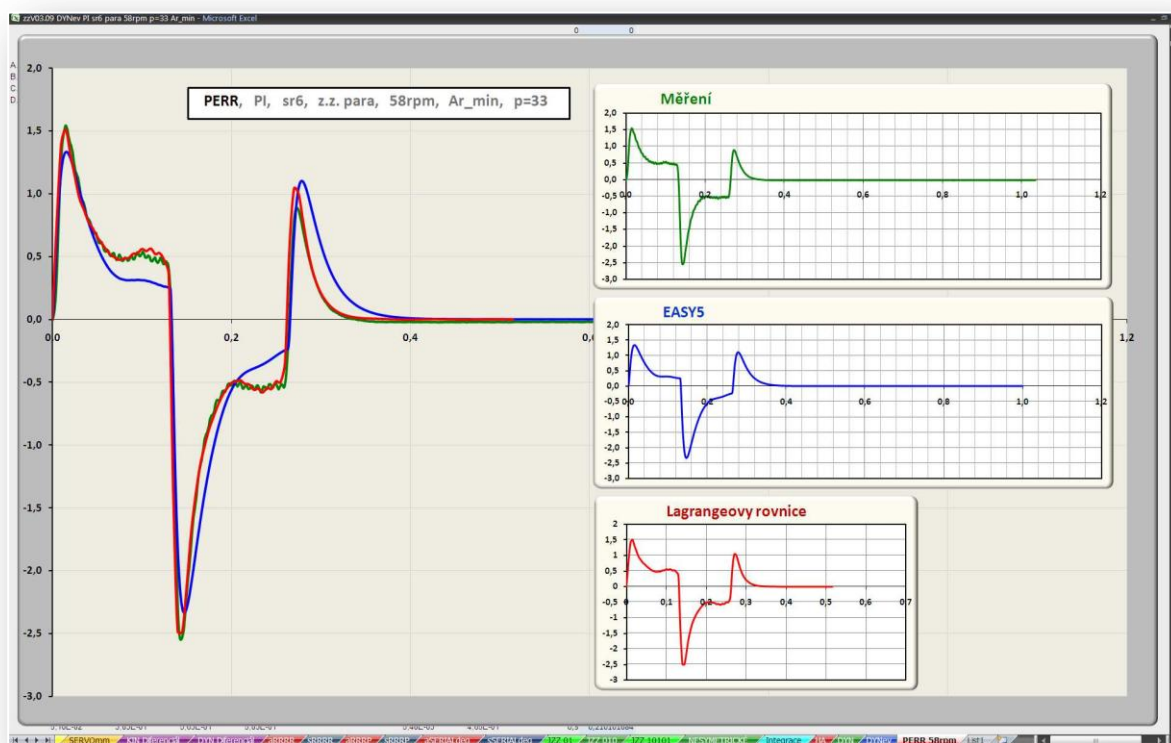


Obr.4.28 Parabolická zdvihová závislost

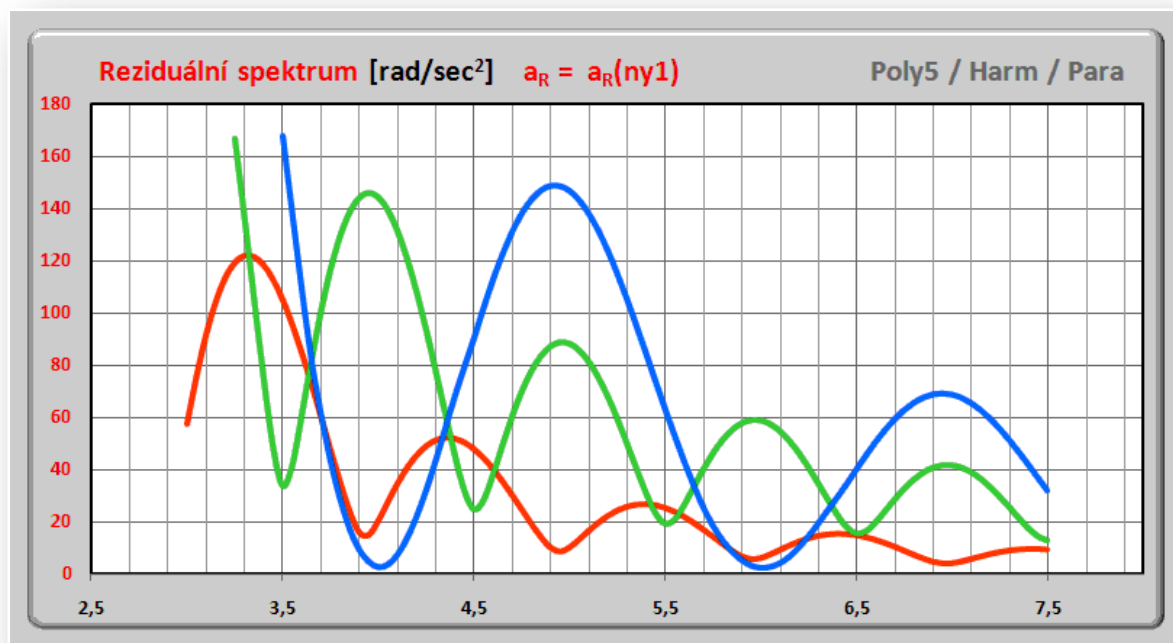

Obr.4.29 Reziduální spektra podle hodnoty **Parametr** (= 1, 2, 3 a 4)



Obr.4.30 Polohová odchylka PERR pro max. hodnotu amplitud reziduálních kmitů



Obr.4.31 Polohová odchylka PERR pro min. hodnotu amplitud reziduálních kmitů



Obr.4.32 Reziduální spektra zdvihových závislostí

Polynomičká (5.stupně) ... červená

Harmonická ... zelená

Parabolická ... modrá

4.9 Superposice s harmonickou korekční funkcí

Další metodou minimalizace reziduálního kmitání bez zpětné vazby je superposice budící zdvihové závislosti s korekční harmonickou funkcí (s odpovídající vlastní frekvencí a amplitudou). Tato metoda a výsledky jsou uvedeny v [26] a z důvodu rozsahu práce je tato metoda pouze stručně popsána v *Dodatku III*.

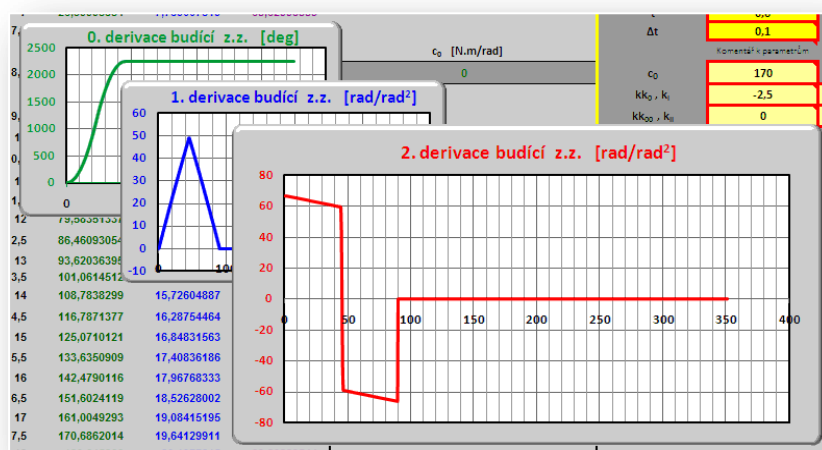
4.10 Závěr kapitoly

Na základě reziduálních spekter zdvihových závislostí (z.z.), které jsou výsledkem numerického řešení modelů $(k_1 - \Pi - k_2)$, je možné stanovit *otáčky*, *úhel zdvihu* nebo *moment setrvačnosti* tak, aby reziduální kmitání v oblasti klidu pohybových funkcí bylo minimální. Tyto závěry byly na dynamickém standu podle *obr.3.2* ověřeny. Shoda polohové odchylky *PERR* servomotoru zjištěná měřením a simulacemi je vynikající a na základě této shody lze studovat vliv regulace na dynamiku systému. Na standu podle *obr.3.2* je použita převodovka *SPINEA* s převodovým poměrem 33 do pomala. Do budoucna je třeba práce rozšířit s použitím jiných (menších) převodových poměrů, protože vliv regulace servopohonu se pak projeví na výsledném kmitání výrazněji. Vhodný převod je však z technického hlediska náročný, neboť pro účely aplikací elektronických vaček potřebujeme *bezvířový převod*.

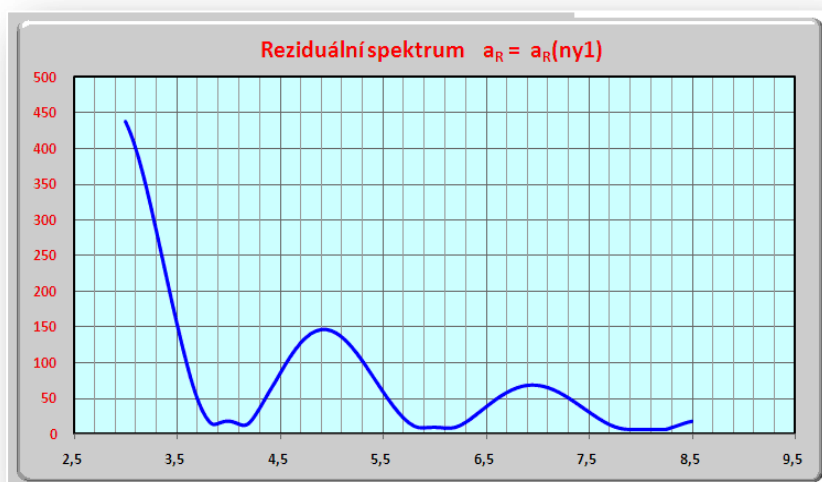
Závěrem lze konstatovat, že popis klasického vačkového mechanismu a elektronické vačky Lagrangeovými rovnicemi vyhovuje a výsledky splňují očekávání, neboť jsou prakticky využitelné. Jedním ze zajímavých výsledků je, že s *parabolickou* zdvihovou závislostí se nejlépe kompenzují reziduální kmity, i když odezva systému na tuto zdvihová

závislost je nejsilnější, díky svému nespojitému průběhu 2. derivace. Návrh z.z. libovolnými metodami, její datový přenos do modelů a následné testování je tak snadnou záležitostí.

Možnou manipulaci se zdvihovými závislostmi (návrh z.z.) ukazuje následující příklad. Zdvihová závislost je definována numericky na základě tvaru 2. derivace. Je vybrán jako základní tvar právě parabolický průběh 2. derivace a ten je modifikován podle obrázku obr.4.33. Vstupními hodnotami jsou tedy data 2. derivace, která jsou definována v tomto případě experimentálně. Následně se numerickou integrací a příslušnou transformací (proporcionálním měřítkováním) stanoví data 1. a 0. derivace. Dále se snadno stanoví reziduální spektrum, které je na obr.4.34. Porovnáním s obr.4.29 je patrný vliv 2. derivace na tvar spektra, v jehož části je reziduální kmitání minimalizováno.



Obr.4.33 Modifikovaná parabolická zdvihová závislost



Obr.4.34 Spektrum modifikované parabolické z.z.

V kapitole 4 včetně Dodatku III byly tak demonstrovány metody minimalizace reziduálního kmitání bez využití zpětné vazby do systému řízení elektronické vačky. Minimalizace bylo dosaženo pouze manipulací a zásahy do kinetostatických dat.

Na závěr této kapitoly bude příkladně metodicky vyřešena jedna důležitá úloha, která se v praxi vyskytuje.

4.10.1 Harmonická analýza a aproximace zdvihové závislosti Fourierovou řadou

Jde o realizaci *periodických* zdvihových závislostí s velkou poddajností v *hnané* části vačkového mechanismu. Jedná se např. o rozváděcí mechanismus příže na bezvřetenových doprácích strojích *BD*. Úlohy podobného typu jsou charakterizovány požadavky na co nejvyšší rychlost otáček (period z.z.), což vede ke značným dynamickým silám v hnané části mechanismu. Snahou je snižovat tyto síly, resp. snižovat hmotnosti pohybujících se elementů a vzhledem k požadovaným otáčkám kontrolovat kinematické veličiny pracovního členu, což je kontrola polohové chyby díky harmonickým kmitům, které jsou buzeny pohybovou funkcí vačkového mechanismu (klasického nebo elektronického). Zároveň požadavky na polohovou přesnost pracovního členu *nejdou* extrémní a setrvačné síly jsou dominantní.

Úloha tohoto typu byla modelována na dynamickém standu mechanismem s elektronickou vačkou a s hmotovými parametry podle *obr.3.2*. Zdvihová závislost je funkce podle *VDI* [9], která je popsána a zobrazená v *Dodatku II*. Měření proběhlo podle konfigurace na *obr.1.9 (Dodatek I)* a *obr.4.35*. Požadované veličiny získané ze tří zdrojů (*skupiny A, B, C*) jsou zpracovány do funkčních závislostí a prezentují míru shody virtuálního modelování se skutečností získanou nezávislým měřením a monitorováním v systému elektronické vačky.

Skupina A. Vyhodnocovanými veličinami měření v 5. periodě cyklu jsou:

- snímaná poloha pracovní setrvačné hmoty v [deg] (setrvačnick je na *obr.1.9 Dodatek I* a *obr.4.35* označen žlutými pruhy)
- rychlost pracovní setrvačné hmoty v otáčkách [min^{-1}]
- zrychlující moment na hřídeli servomotoru (analogová hodnota z měniče pohonu v [%] efektivního krouticího momentu *EKM*, katalogová hodnota)
- polohová odchylka *p-error* pohybové funkce na hřídeli servomotoru od teoretických hodnot v [deg] (analogová hodnota z měniče pohonu)

Skupina B. Vyhodnocovanými veličinami systémem *MPE720* pomocí monitorovacích funkcí *PLC* (digitální hodnoty) jsou (*obr.4.38* a *obr.4.43*):

- poloha rotoru servomotoru v [pulse] ... zelená
- rychlost rotoru servomotoru v [rad/sec] ... modrá
- zrychlení rotoru servomotoru v [rad/sec²] ... červená
- polohová odchylka *PERR* v [pulse], ekvivalent k *p-error* ... fialová

Skupina C. Virtuálně modelované veličiny metodami *kapitoly 4* jsou:

- kinematické veličiny rotoru servomotoru (poloha [deg], rychlost [rad/sec], zrychlení [rad/sec²])
- kinematické veličiny pracovní setrvačné hmoty (poloha [deg], rychlost [rad/sec], zrychlení [rad/sec²])
- polohová odchylka *PERR* v [deg] (ekvivalent k *PERR* z *PLC* a *p-error* z měření)
- zkrut poddajné hřídele mezi pracovní setrvačnou hmotou a hřídelí servomotoru

Dále bude zobrazeno porovnání polohové odchylky *PERR* rotoru servomotoru s teoretickými daty pohybové funkce z měření, z výpočetního modelu pomocí *Lagrangeových rovnic 2. druhu* a z modelování softwarem *MSC.ADAMS/EASY5*.

Z důvodů omezení rozsahu práce budou uvedeny výsledky s modelovaným regulátorem *PI* v rychlostní vazbě kaskádního uspořádání regulátorů elektronické vačky. Je pouze konstatováno, že rozdíly kinematických veličin pracovní setrvačné hmoty jsou s regulátorem *P* zanedbatelné díky velkému převodovému poměru reduktoru *SPINEA*.

Výrazný rozdíl se projeví až na veličině $PERR$, kde je chyba s regulací P několikrát větší. Výsledky měření a modelování s regulací P se obdobně shodují jako uvedené výsledky s regulací PI . (Pozn.: Možné využití (?) P regulace k tlumení kmitů, resp. reziduálních kmitů by bylo vhodné zkoumat s menším převodovým poměrem reduktoru nebo jiného převodu, viz. obr.4.18).

Řešení se provede v následujících dvou krocích:

SW modelování a měření na dynamickém standu s originální zdvihovou závislostí podle normy VDI.

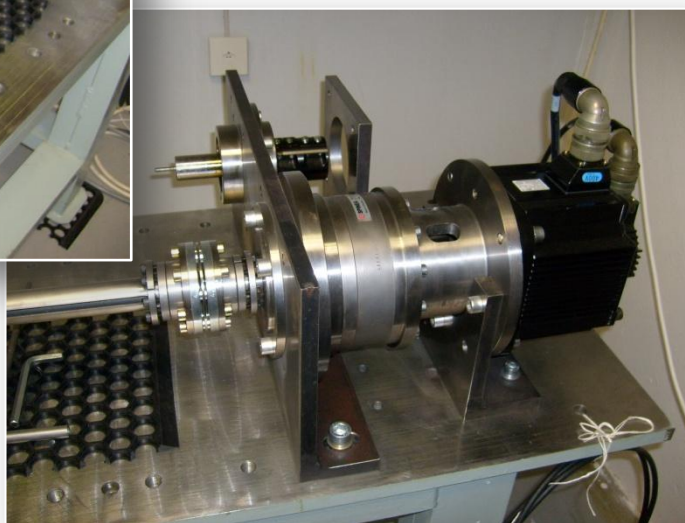
Na obr.4.36 je obrazovka listu *DYNev* programu *zzVxx.yy*, kde se řeší model popsany v kap.4.4 (**0-II-1.1**). Ve sloupcích *A*, *B*, *C*, *D* je zdvihová závislost pracovního členu podle *VDI* v hodnotách svých derivací v závislosti na poloze virtuální osy. V žlutě podbarvených polích s červeným orámováním jsou zadány příslušné parametry. Získané výsledky jsou funkční závislosti podle výše uvedené skupiny *C*.

Na obr.4.37 jsou výsledky řešení podle skupiny *C* (originální data *VDI*)

Na obr.4.38 jsou výsledky podle skupiny *B*. Popis prostředí, monitorovacích funkcí a vlastností vývojového prostředí *MPE720* (*Yaskawa*) je popsáno v kapitole 6. Hlavní osa *Y1* (vlevo) se vztahuje k polohové odchylce $PERR$ a je v jednotkách [pulse]. Použitý servomotor *SGMGH-30D* (typ *Sigma II*) má *Encoder*, který vysílá 2^{17} pulsů na 1 otáčku. Vedlejší osa *Y2* (vpravo) se vztahuje ke zrychlení v jednotkách [rad/sec^2]. Ostatní veličiny jsou v měřítku *auto* a jsou uvedeny pro orientaci a pro sledování charakteru funkční závislosti.

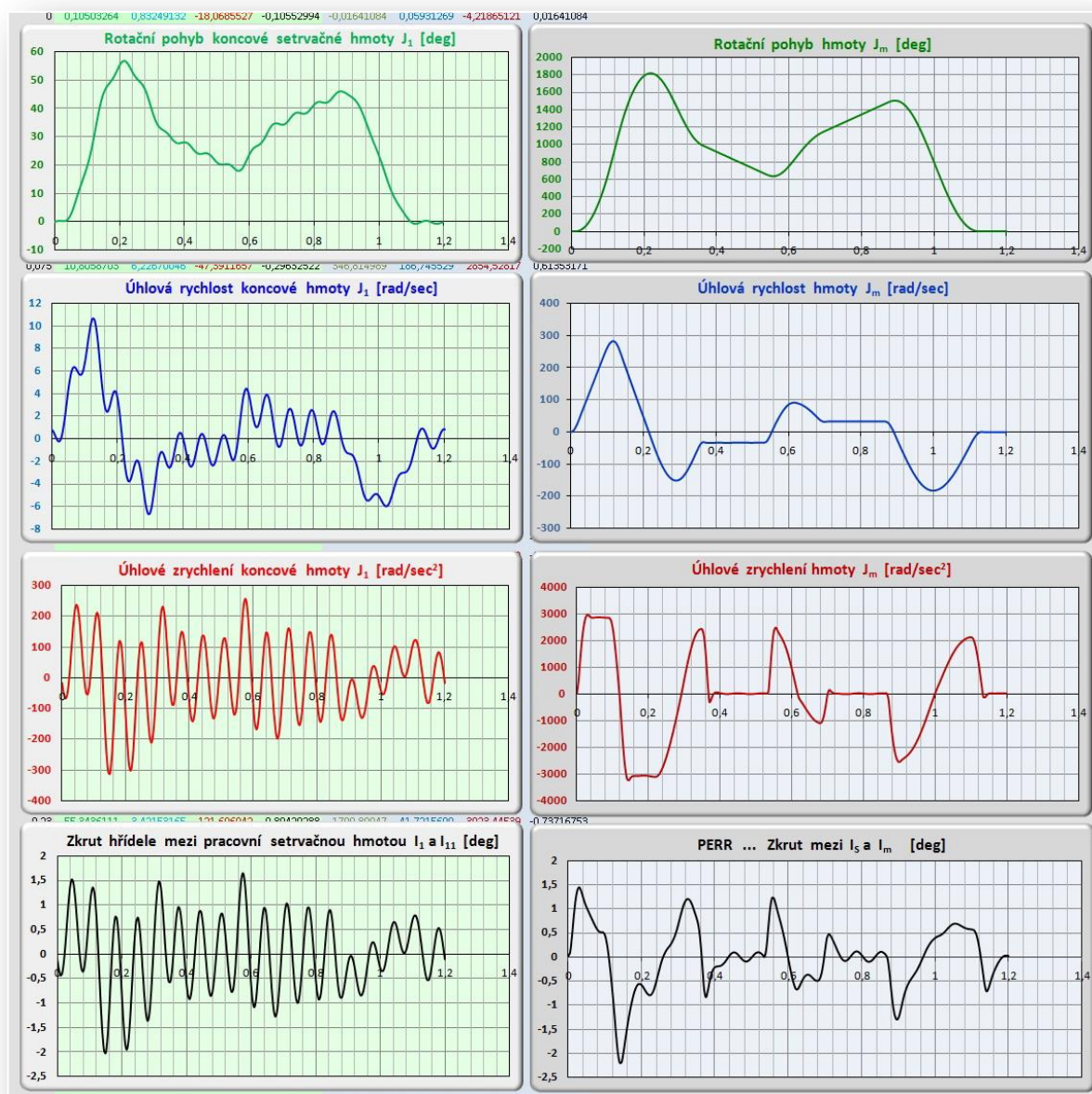
Na obr.4.39 jsou výsledky měření veličin podle skupiny *A*.

Na obr.4.40 jsou výsledky naměřené a modelované polohové odchylky $PERR$ pohybové funkce rotoru servomotoru dvěma způsoby virtuální simulace.

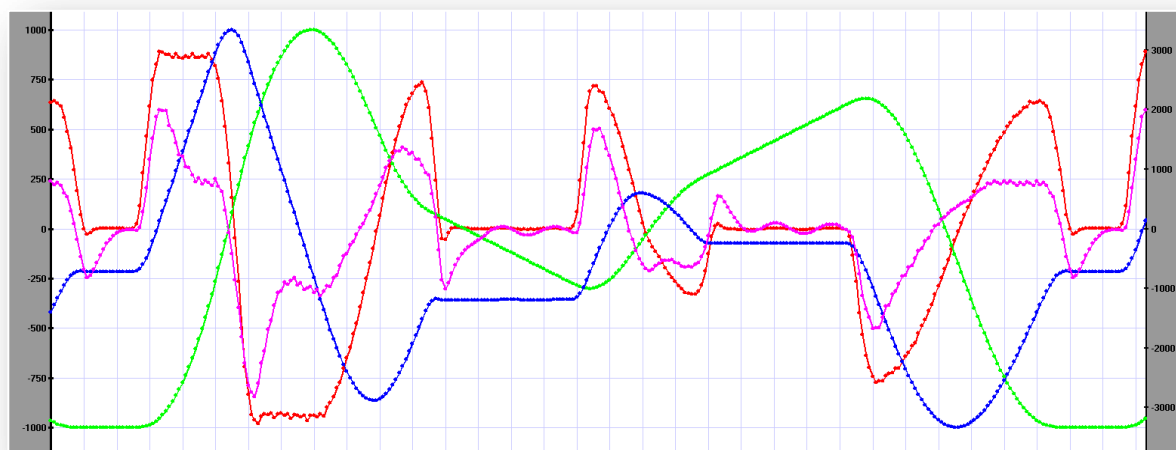


*Obr.4.35 Dynamický stand
(konfigurace úlohy)*





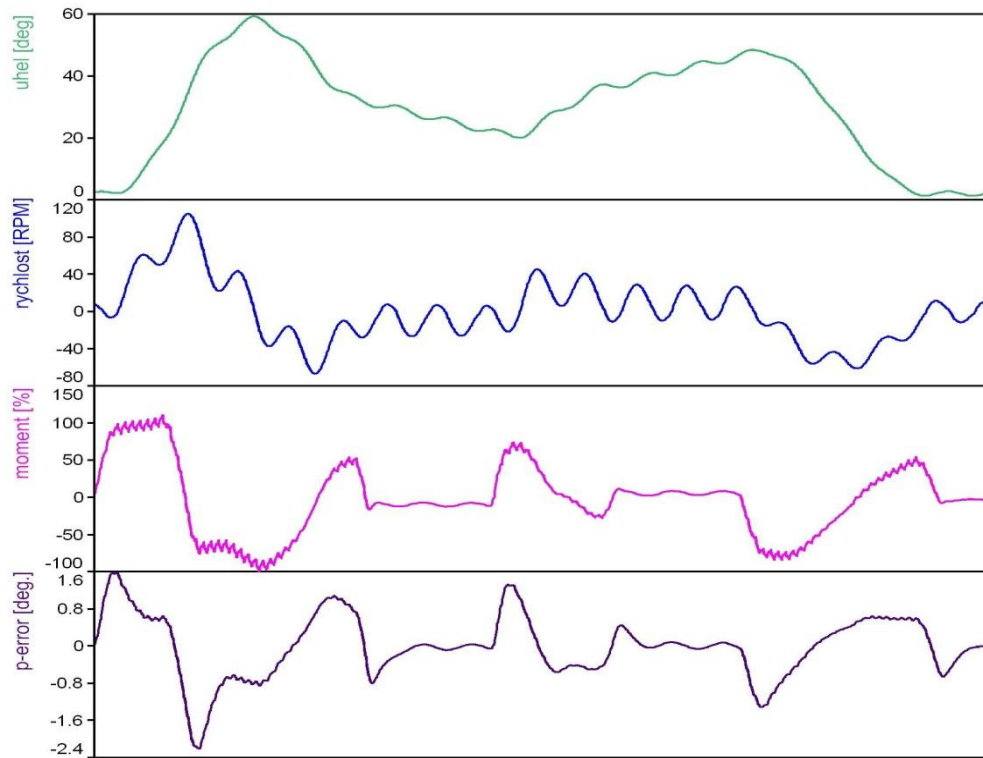
Obr.4.37 SW model, veličiny podle skupiny C



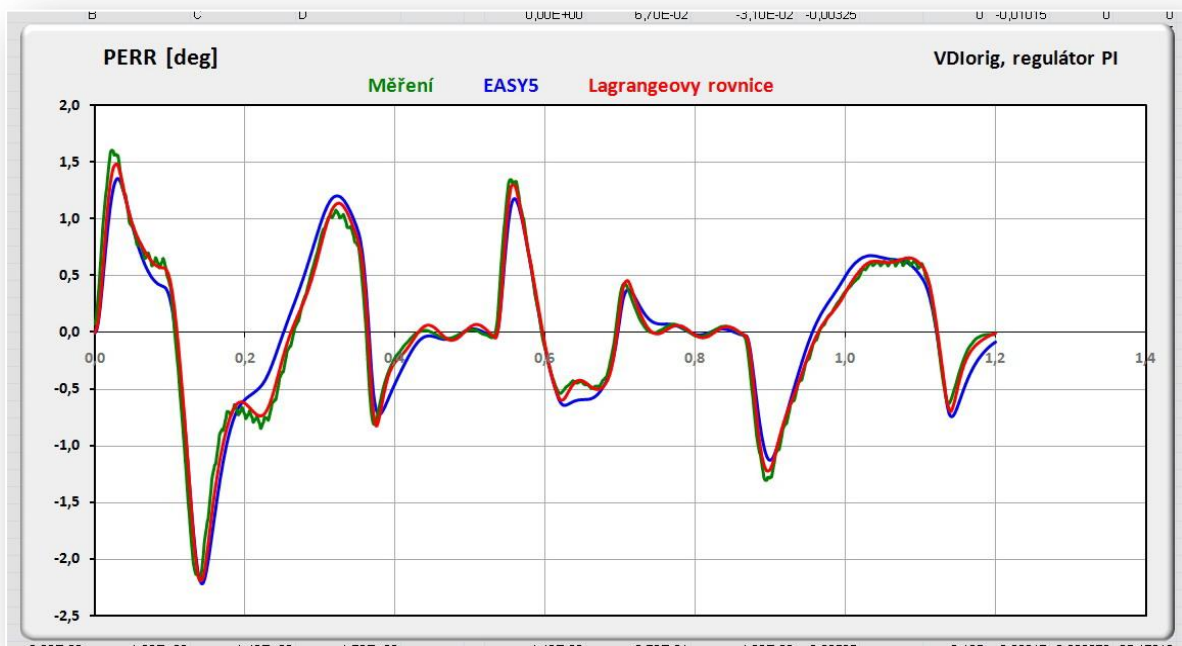
Obr.4.38 MPE720, veličiny podle skupiny B

Analýza systému s poddajnou hřídelí buzeného originální pohybovou funkcí VDI

- pátá perioda po klidovém stavu
- stupeň regulace 6, s FFR=100%, servo+setrvačnick+pružná hřídel
- regulace rychlosti PI



Obr.4.39 Měření, veličiny podle skupiny A

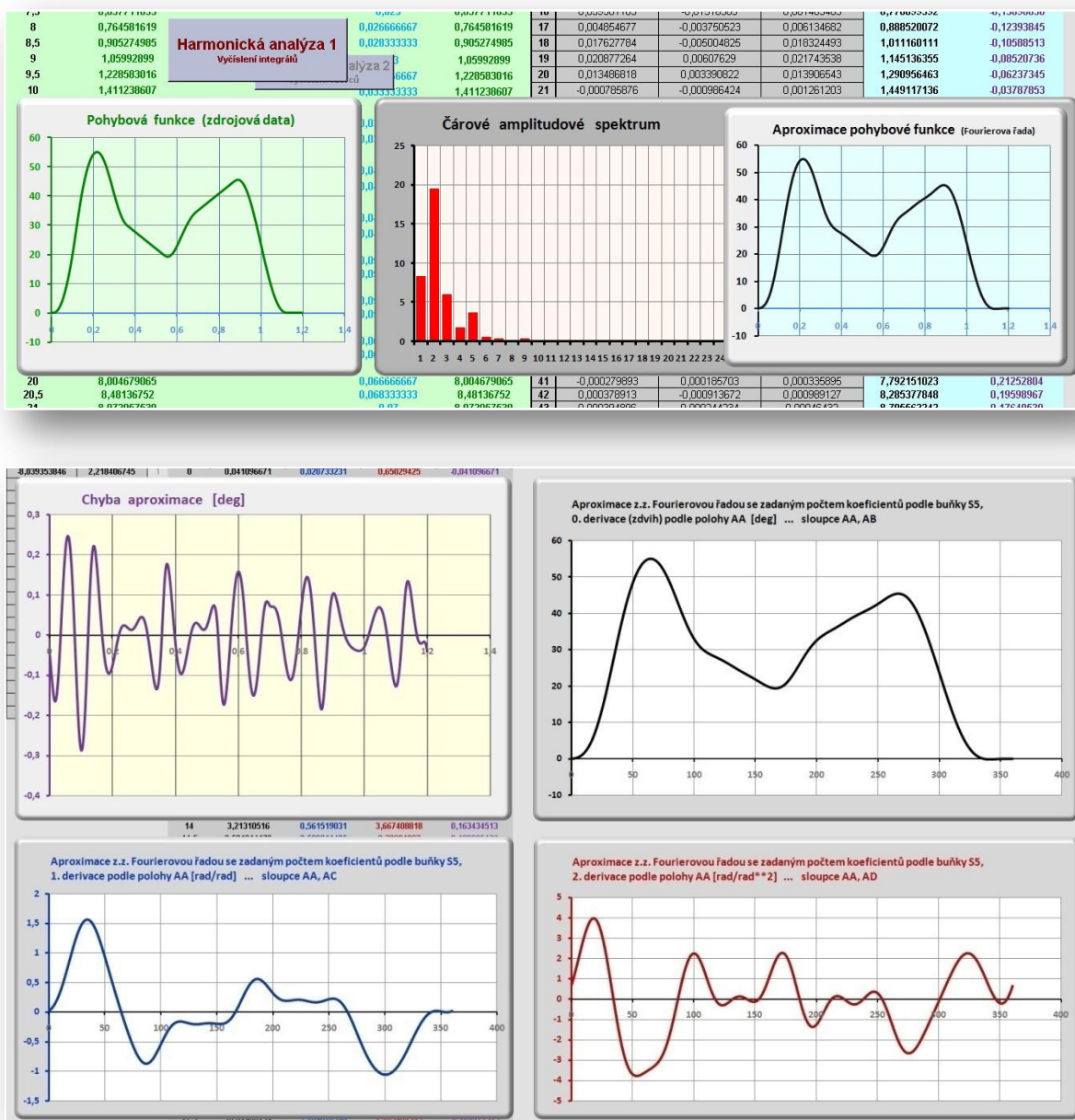


Obr.4.40 Polohové odchylky PERR (měření, virtuální simulace)

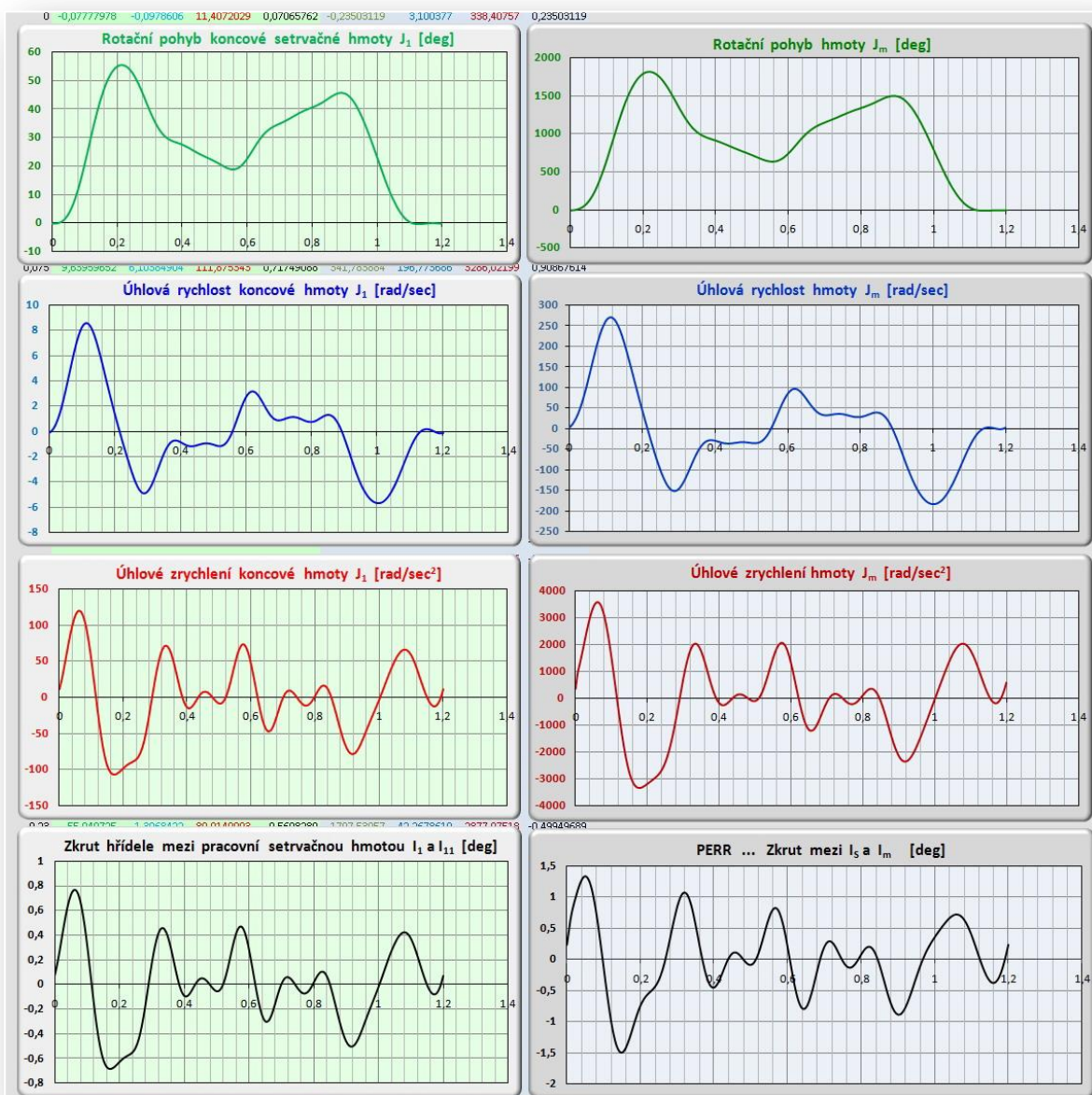
Harmonická analýza zdvihové závislosti VDI.

SW modelování a ověření dynamických vlastností aproximované zdvihové závislosti na standu.

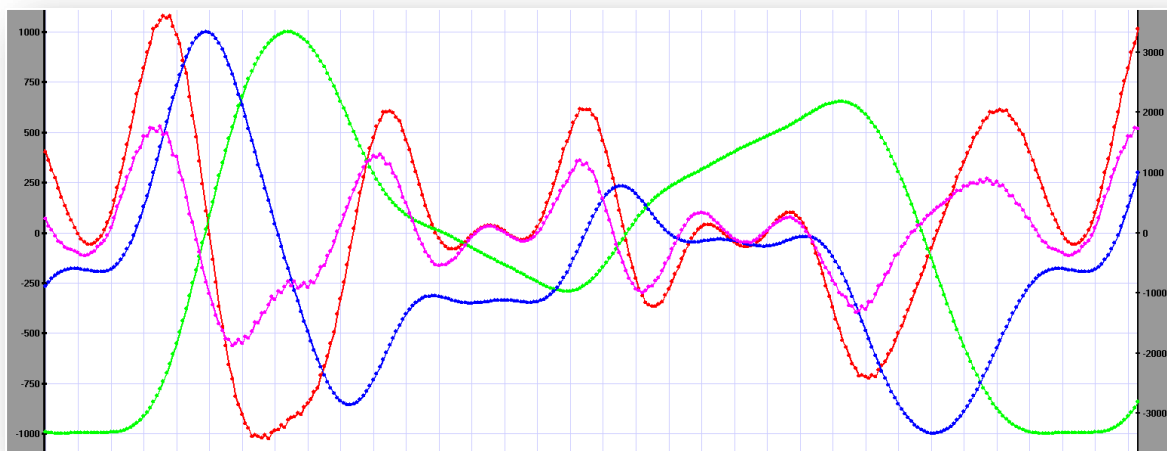
Účelem *harmonické analýzy* zdvihové závislosti je nahradit její originální data aproximovanými hodnotami podle *Fourierova rozvoje* s co nejmenším konečným počtem prvních harmonických složek. Od této nové aproximované zdvihové závislosti očekáváme *menší* hodnoty amplitud kmitů pracovní setrvačné hmoty. S volbou počtu harmonických složek se tedy sleduje chyba aproximace s ohledem na kinematické veličiny pracovního členu. V uvedeném příkladném řešení bude použito prvních deseti harmonických složek z harmonické analýzy *originální VDI* a nová zdvihová závislost bude realizována na standu. Měření a virtuální testování na SW modelech bude stejné jako s *originální VDI*.



Obr.4.41 Harmonická analýza zdvihové závislosti VDI a její aproximace



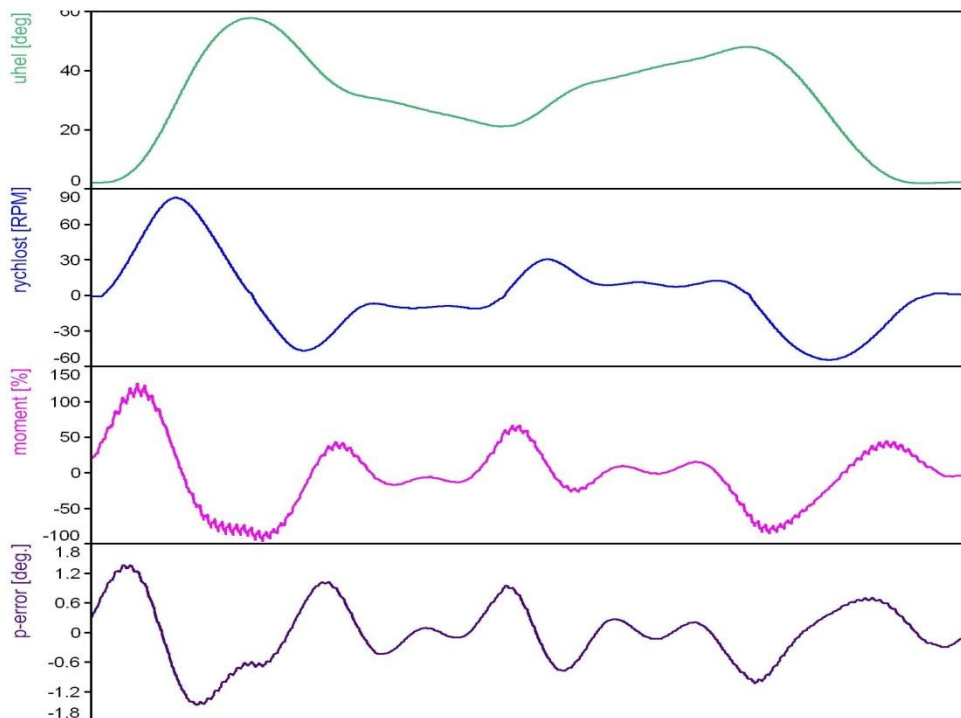
Obr.4.42 SW model, veličiny podle skupiny C



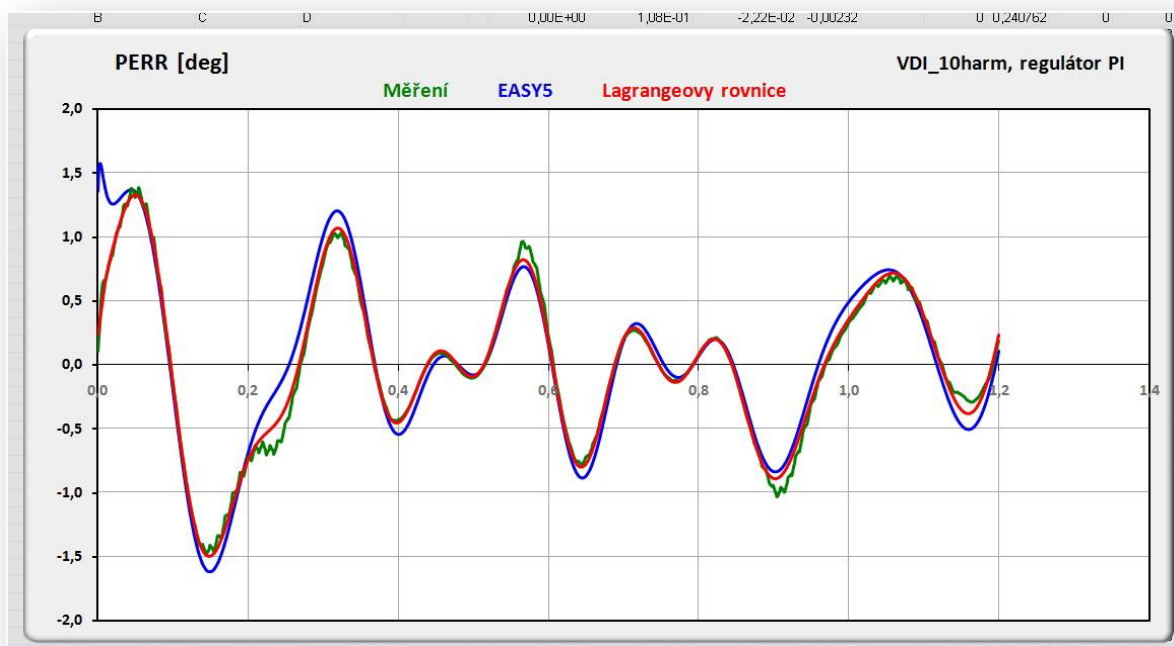
Obr.4.43 MPE720, veličiny podle skupiny B

Analýza systému s poddajnou hřídelí buzeného pohybovou funkcí VDI - prvních 10 harmonických složek

- pátá perioda po klidovém stavu
- stupeň regulace 6, s FFR=100%, servo+setrvačnick+pružná hřídel
- regulace rychlosti PI



Obr.4.44 Měření, veličiny podle skupiny A



Obr.4.45 Polohové odchylky PERR (měření, virtuální simulace)

Na *obr.4.42* jsou výsledky řešení podle skupiny **C** (aproximovaná data zdvihové závislosti VDI Fourierovou řadou).

Na *obr.4.43* jsou výsledky podle skupiny **B**. Popis prostředí, monitorovacích funkcí a vlastností vývojového prostředí *MPE720 (Yaskawa)* je popsáno v kapitole 6. Hlavní osa *Y1* (vlevo) se vztahuje k polohové odchylce *PERR* a je v jednotkách [pulse]. Použitý servomotor *SGMGH-30D (typ Sigma II)* má *Encoder* který vysílá 2^{17} pulsů na 1 otáčku. Vedlejší osa *Y2* (vpravo) se vztahuje ke zrychlení v jednotkách [rad/sec²]. Ostatní veličiny jsou v měřítku *auto* a jsou uvedeny pro orientaci a pro sledování charakteru funkční závislosti.

Na *obr.4.44* jsou výsledky měření veličin podle skupiny **A**.

Na *obr.4.45* jsou výsledky naměřené a modelované polohové odchylky *PERR* pohybové funkce rotoru servomotoru dvěma způsoby virtuální simulace.

Výsledek příkladného řešení:

Porovnáním *obr.4.37* a *obr.4.42* je zlepšení *prokazatelné*. Uvedená metoda, kdy nahrazení původní zdvihové závislosti novou aproximovanou funkcí s „polohovou chybou“ dosáhneme menších polohových odchylek pracovního členu, je efektivní a zvláště v mechanismu s elektronickou vačkou je snadno proveditelná a modifikovatelná na základě různého počtu harmonických složek.

5. Kinetostatické řešení mechanismů s klasickou a elektronickou vačkou

V této kapitole budou posouzeny a porovnány varianty pohonu pracovního členu mechanismu s *klasickou* a *elektronickou* vačkou z pohledu *analýzy* a *syntézy*. Tyto dvě základní úlohy byly popsány v kapitole 1. Cílem je vytvořit metodiku vhodnou pro výběr pohonu s ohledem na charakteristické vlastnosti aplikace a použitelnost samotných klasických a elektronických vaček. Charakteristickými vlastnostmi jsou u *klasických* vačkových systémů např. vysoká dynamika provozu (silové zatížení, vysoké otáčky) a u *elektronických* systémů je to např. snadná přeprogramovatelnost na jinou pohybovou funkci (pružná automatizace). Použitelností je myšleno, že existují technologie, které principiálně vylučují jeden nebo druhý systém. V žádném případě nelze prohlásit, že lze vždy nahradit jeden vačkový systém druhým.

Kinetostatickým řešením je popsána ta skutečnost, kdy kinematický řetězec mechanismu od vstupu po výstupní pracovní člen neobsahuje žádnou poddajnost a řetězec má jeden stupeň volnosti. Dále je předpokládáno zjednodušení mechanismu na jeden *nekonstantní* převod (zdvihová závislost) a jeden *konstantní* převod. U kinematického řetězce s klasickou vačkou je nekonstantní převod jeden ze základních vačkových mechanismů, jak jej definuje literatura [1] a kapitola 1, kde jde o vazbu mezi vstupní rotací vačky a výstupním rotačním pohybem vahadla vačky. Konstantní převod je pak mezi vahadlem a pracovním členem a je obvykle roven nebo větší než 1 (převod do rychla). U kinematického řetězce s elektronickou vačkou je nekonstantní převod vazba mezi virtuální osou a rotačním pohybem hřídele servomotoru. Konstantní převod je pak mezi hřídelí a pracovním členem a je obvykle menší než 1 (převod do pomala). Servomotor má v širokém rozsahu otáček konstantní krouticí moment, proto je snaha využít co nejvyšších otáček pro odběr maximálního výkonu.

Východiskem v této kapitole je znalost zdvihové závislosti, která je definována úlohou *analýzy* nebo *syntézy* a velikostí momentu M_A . *Kinetostatickým řešením* u obou vačkových systémů je myšleno stanovení určujících parametrů potřebných pro konstrukci, jako jsou rozměrové dispozice a zástavba, výběr materiálů, stanovení elektrických a elektronických elementů apod. Tyto parametry jsou rovněž východiskem pro cenovou kalkulaci. Z pohledu obou vačkových systémů je nutno *kinetostatickým řešením* stanovit následující body A a B.

A. Mechanismus s klasickou vačkou

Na základě teoretického profilu vačky nebo definované pohybové funkce výstupního pracovního členu mechanismu se určí:

- maximální hnací moment
- efektivní hnací moment (pro pohon vačky s konstantní rotací)
- kontaktní namáhání činné plochy vačky
 - Hertzův tlak
 - redukované napětí v povrchové vrstvě
 - napětí na hranici tvrzené vrstvy a jádra vačky
- životnost činné plochy vačky a rolny

B. Mechanismus s elektronickou vačkou

Na základě pohybové funkce rotoru servomotoru elektronické vačky nebo pracovního výstupního členu mechanismu se určí:

- maximální hnací moment
- efektivní hnací moment (proudová zátěž)
- maximální okamžité otáčky

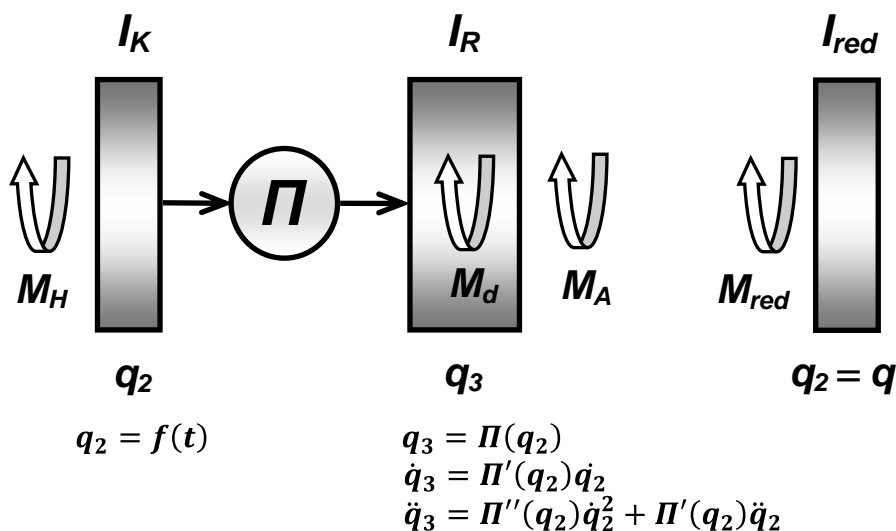
U obou vačkových systémů se současně s řešením hledá optimální a technicky realizovatelný konstantní převod mezi výstupem základního vačkového mechanismu a pracovním členem nebo mezi hřídelí servomotoru elektronické vačky a pracovním členem.

U klasické vačky je výběr typu základního vačkového mechanismu značně variabilní a závisí na mnoha faktorech uvedených v [1], a které v práci dále nebudou analyzovány. Při kinetostatickém řešení se omezíme na stanovení hnacího a zrychlujícího momentu, který je hlavní veličinou dávající konstrukční představu o řešení mechanismu s klasickou vačkou.

U elektronické vačky se stručně mluví o *kinetostatickém dimenzování* servomotoru a pro správnou funkci je toto řešení zásadní. Zatímco důsledky poddimenzovaného mechanismu s klasickou vačkou se projeví sníženou životností jeho prvků, špatně dimenzovaný mechanismus s elektronickou vačkou nepracuje.

5.1 Popis vazby mezi hnáným a hnacím členem obecného klasického mechanismu s nekonstantním převodem a její porovnání s elektronickou vačkou

Na obr.5.1 je schématicky znázorněn (v již zavedené symbolice kapitoly 4) obecný klasický mechanismus s nekonstantním převodem s jedním stupněm volnosti. Pod tímto schématem je možná představa jednoho ze základních vačkových mechanismů (např. radiální, axiální a globoidní vačka s vahadlem) nebo libovolný rovinný kloubový mechanismus (např. čtyřkloubový, kulisový). Vstupní pohyb je popsán *pohybovou funkcí* $f(t)$.



Obr.5.1 Schéma obecného klasického mechanismu s nekonstantním převodem a redukce na vstupním členu

Pohybovou rovnici v tomto případě odvodíme metodou redukce [3] podle rovnice

$$I_{red}\ddot{q} + \frac{1}{2} \frac{dI_{red}}{dq} \dot{q}^2 = M_{red}, \quad (5.1)$$

kde redukovaný moment setrvačnosti I_{red} vyplývá z rovnosti *kinetických energií* před redukcí a po ní, podobně redukovaný moment M_{red} vyplývá z rovnosti *elementárních prací*, resp. *výkonů* pracovních sil, před redukcí a po ní. Z metody dále obecně vyplývá, že hmotnostní veličiny se redukují v poměru druhých (5.2) a silové veličiny v poměru prvních (5.3) mocnin

1. derivace převodové funkce, resp. 1. derivace zdvihové závislosti, jak bude z dalšího odvození zřejmé.

Z kinetické energie vyplývá

$$\begin{aligned}\frac{1}{2}I_{red}\dot{q}_2^2 &= \frac{1}{2}I_K\dot{q}_2^2 + \frac{1}{2}I_R\dot{q}_3^2 = \frac{1}{2}I_K\dot{q}_2^2 + \frac{1}{2}I_R\Pi'^2(q_2)\dot{q}_2^2, \\ I_{red} &= I_K + I_R\left(\dot{q}_3/\dot{q}_2\right)^2 = I_K + I_R\Pi'^2(q_2).\end{aligned}\quad (5.2)$$

Z rovnosti výkonů pracovních sil vyplývá

$$\begin{aligned}M_{red}\dot{q}_2 &= M_H\dot{q}_2 + M_A\dot{q}_3 = M_H\dot{q}_2 + M_A\Pi'(q_2)\dot{q}_2, \\ M_{red} &= M_H + M_A\left(\dot{q}_3/\dot{q}_2\right) = M_H + M_A\Pi'(q_2).\end{aligned}\quad (5.3)$$

Dále platí

$$dI_{red}/dq_2 = 2I_R\Pi'(q_2)\Pi''(q_2).\quad (5.4)$$

Pohybová rovnice je po dosazení (5.2), (5.3) a (5.4) do (5.1)

$$[I_K + I_R\Pi'^2(q_2)]\ddot{q}_2 + I_R\Pi'(q_2)\Pi''(q_2)\dot{q}_2^2 = M_H + M_A\Pi'(q_2)\quad (5.5)$$

Po přepsání (5.5) do tvaru

$$I_K\ddot{q}_2 + I_R\Pi'(q_2)[\Pi'(q_2)\ddot{q}_2 + \Pi''(q_2)\dot{q}_2^2] - M_A\Pi'(q_2) = M_H\quad (5.6)$$

a dosazením za $\ddot{q}_3 = \Pi'(q_2)\ddot{q}_2 + \Pi''(q_2)\dot{q}_2^2$ dostáváme

$$I_K\ddot{q}_2 + (I_R\ddot{q}_3 - M_A)\Pi'(q_2) = M_H.$$

Je-li $\dot{q}_2 = \omega = konst$ a $M_d = I_R\ddot{q}_3$ je hnací zrychlující moment² na výstupu (stejný smysl se zrychlením), pak hnací zrychlující moment na vstupu je

$$M_H = (I_R\ddot{q}_3 - M_A)\Pi'(q_2) = (M_d - M_A)\Pi'(q_2)\quad (5.7a)$$

a pro $M_A = 0$ při pouhém působení setrvačných sil je

$$M_H = I_R\ddot{q}_3\Pi'(q_2) = I_R\omega^2\Pi'(q_2)\Pi''(q_2) = M_d\Pi'(q_2).\quad (5.7b)$$

Funkční charakter hnacího momentu M_H je určen součinem *první* a *druhé* derivace $\Pi'\Pi''$ zdvihové závislosti. V literatuře popisující zdvihové závislosti je často tato funkce

² Dynamický (setrvačný) moment M_D má opačné znaménko (index velké D).

součinu uváděna a tabelována pro svojí vypovídající schopnost vzhledem k požadovanému hnacímu momentu dané zdvihové závislosti.

Vztahy (5.7a,b) popisují základní rozdíl mezi *klasickou* vačkou, resp. libovolným mechanismem s jedním stupněm volnosti a *elektronickou* vačkou, bude-li servomotor zdrojem pohybu výstupu (q_3, I_R). Při stejné *pohybové funkci* pracovního členu je požadovaný *hnací zrychlující moment* M_H klasické vačky na vstupu (q_2, I_K) daný vztahem (5.7a,b) pro $\dot{q}_2 = konst$, resp. $\dot{q}_2 = konst$ a $M_A = 0$. Požadovaný *hnací zrychlující moment na hřídeli servomotoru elektronické vačky* (na výstupním pracovním členu (q_3, I_R), který se nepodílí na reakci na dynamický setrvačný moment rotoru serva) je velikosti $\bar{M}_{Hel} = M_d = I_R \ddot{q}_3$. Pro $\dot{q}_2 = konst$, resp. $\dot{q}_2 = konst$ a $M_A = 0$ (což je většina technických aplikací) platí

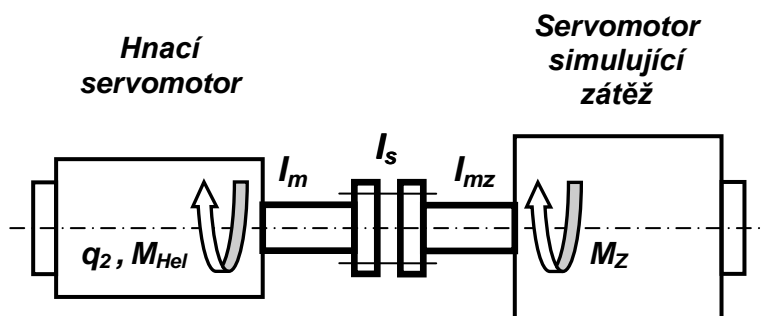
$$M_H = (\bar{M}_{Hel} - M_A)\Pi'(q_2), \quad \text{resp.} \quad M_H = \bar{M}_{Hel}\Pi'(q_2). \quad (5.8)$$

Praktický dopad je zřejmý. Při stejné pohybové funkci pracovního členu v aplikaci klasické a elektronické vačky a při vhodné geometrické konstrukci klasického vačkového mechanismu, dosahuje *hnací moment* klasické vačky *menších* hodnot při stejném okamžitém výkonu obou vačkových systémů. Ke *hnacímu zrychlujícímu momentu na hřídeli servomotoru elektronické vačky*, který požaduje konkrétní aplikace, je nutno přičíst *hnací zrychlující moment*, který je reakcí dynamického setrvačného momentu rotoru servomotoru. Suma těchto momentů je požadovaný *hnací zrychlující moment servomotoru* **M_{Hel} elektronické vačky**, jehož maximální a efektivní hodnota je katalogovým parametrem výrobce. Uvedené vztahy (5.7a,b) a (5.8) popisují takové srovnání, kdy elektronická vačka nahrazuje klasický mechanismu svým přímým pohonem pracovního členu (q_3, I_R). Tyto aplikace mechanismů s *klasickou* nebo *elektronickou* vačkou v kombinaci s konstantním převodem jsou předmětem následujících odstavců.

Důležitou skupinou aplikací elektronických vaček je jejich *sériová* kombinace s *klasickými kloubovými mechanismy*. Jako příklad je možné uvést mechanismus přírazu tkacího stroje *Camel* nebo mechanismus rozvádění příze na bezvřetenových strojích řady *BD*. V případě tkacího stroje je elektronickou vačkou poháněna klika čtyřkloubového mechanismu harmonickou funkcí s takovou amplitudou, aby se v zadní úvratí vahadla vytvořil dostatečný časový prostor pro prohoz útku. V případě rozvádění příze na strojích *BD* jde o pohon kliky klikového mechanismu. Elektronická vačka pohání kliku takovou pohybovou funkcí, aby výstupní posuvný pohyb splňoval požadavky na rozvádění a stavbu cívky. V kombinaci s pružnými elementy kinematického řetězce se jedná o náročné aplikace elektronických vaček, které je nutno virtuálně modelovat a testovat v různých kombinacích poddajných elementů kinematického řetězce na dynamickém standu. Testy na dynamickém standu vycházejí ze základního předpokladu, že hnací elektronická vačka s požadovanou pohybovou funkcí na hřídeli servomotoru je zatížena dalším servomotorem v *momentovém* režimu podle *obr.5.2*. Tento servomotor v momentovém režimu simuluje v každém časovém intervalu *PLC* (scanu) silové účinky, které se ve skutečné aplikaci redukují na hnací hřídeli servomotoru elektronické vačky, která generuje hnací pohybovou funkci.

Obr.5.2

Konfigurace pohonu
a simulace zátěže
na standu



Uvažujeme-li podle *obr.5.1*, že vstupní člen I_K mechanismu je poháněn elektronickou vačkou a vyjdeme-li z rovnice (5.6), lze na základě výše popsaných předpokladů psát vztah (5.9a,b), kde M_H je *hnací zrychlující moment na hřídeli hnacího servomotoru*, I_m je moment setrvačnosti rotoru servomotoru hnací elektronické vačky, M_{Hel} je požadovaný (nutný) *hnací zrychlující moment servomotoru elektronické vačky*, $q_3 = \Pi(q_2)$ je převodová funkce mechanismu s nekonstantním převodem (kloubový, základní vačkový) a $q_2 = f(t)$ je *pohybová funkce elektronické vačky*. Pak platí

$$I_m \ddot{q}_2 + M_H = M_{Hel} \quad (5.9a)$$

a po dosazení (5.6) za je M_H

$$M_{Hel} = I_K \ddot{q}_2 + I_R \Pi'(q_2) [\Pi'(q_2) \ddot{q}_2 + \Pi''(q_2) \dot{q}_2^2] - M_A \Pi'(q_2) + I_m \ddot{q}_2. \quad (5.9b)$$

Na standu je ale hnací servomotor ještě zatížen momenty setrvačnosti I_S a I_{mz} , kde I_S je moment setrvačnosti součástí spojující hřídele obou servomotorů a I_{mz} je moment setrvačnosti rotoru servomotoru simulujícího zátěž, kde obě tyto hmoty se pohybují s funkční závislostí, resp. pohybovou funkcí $q_2 = f(t)$. Tyto dynamické (setrvačné) účinky se musí zohlednit. Konečné výrazy pro danou konfiguraci modelu na standu (*pro stejný servomotor skutečného pohonu a hnacího servomotoru na standu*) podle *obr.5.2* tedy jsou³

$$(I_m + I_S + I_{mz}) \ddot{q}_2 + M_Z = M_{Hel} \quad (5.10a)$$

a po dosazení (5.9b) do (5.10a) je

$$M_Z = I_K \ddot{q}_2 + I_R \Pi'(q_2) [\Pi'(q_2) \ddot{q}_2 + \Pi''(q_2) \dot{q}_2^2] - M_A \Pi'(q_2) - (I_S + I_{mz}) \ddot{q}_2 \quad (5.10b)$$

Při znalosti pohybové funkce $q_2 = f(t)$ a převodové funkce $q_3 = \Pi(q_2)$ se definuje *zátěžný moment* M_Z (5.10b). Požadovaný *hnací zrychlující moment servomotoru elektronické vačky* M_{Hel} bude mít teoretický tvar podle (5.9a) = (5.10a) a je případně použitelný pro momentovou dopřednou vazbu (momentový *Feedforward*). Hnací elektronická vačka a zátěžný servomotor pracují jako dvuosý systém pod jedním PLC v *polohovém a momentovém* režimu řízení.

Poznámky:

Nutno rozlišovat termíny hnací zrychlující moment na hřídeli servomotoru elektronické vačky a hnací zrychlující moment servomotoru elektronické vačky. Podíl efektivních hodnot těchto momentů je účinnost pohonu realizovaného elektronickou vačkou.

Levá strana rovnice (5.5) je stejná jako levá strana rovnice (4.3) modelu **1-II-1**. Rovněž rovnice (4.10) a (4.15) korelují s levou stranou rovnice (5.5). Metodu redukce by bylo možno využít v kombinaci s metodou uvolňování k sestavení pohybových rovnic modelů kapitoly 4. Tato metoda je popsána v kapitole 1.6.4 *Využití metody redukce ke konstrukci dynamických modelů* v literatuře [3].

³ Skutečný *hnací zrychlující moment* servomotoru M_{Hel} pohonu reálného mechanismu podle *obr.5.1* elektronickou vačkou je vztah (5.9a). Modelovaný pohon, resp. servomotor elektronické vačky na standu musí mít tentýž M_{Hel} .

Pohybovou rovnici (5.5) lze rovněž elegantně odvodit *Lagrangeovou metodou* podle (4.1) na základě kinetické energie. Úloha je oproti případu s poddajnými členy a tlumením podle kapitoly 4 zjednodušena, neboť tlumení, potenciální energie pružných vazeb V a Rayleighova disipativní funkce R_d nejsou přítomny. Při odvození pohybové rovnice vyjdeme z *obr.5.1*, kde zobecněné souřadnice (někdy též Lagrangeovy parametry) q_i tvoří soustavu veličin, jimiž je jednoznačně určena konfigurace soustavy [lit. 2, kap.6]. Jsou-li tyto souřadnice na sobě nezávislé, je jejich počet roven počtu stupňů volnosti soustavy. V našem případě podle *obr.5.1* je jedinou nezávislou zobecněnou souřadnicí q_2 , ke které přísluší zobecněná síla Q_2 [lit. 2, kap.6.6 a lit. 3, kap.1.8.2 - vztah (1.411a)] a soustava má jeden stupeň volnosti. Závislá souřadnice q_3 , resp. zdvihová závislost nebo obecně nekonstantní převod definovaný vztahem $q_3 = \Pi(q_2)$ explicitně vyjadřuje *holonomní skleronomní* vazbu.

Podle (4.1) je pohybová rovnice pro soustavu s jedním stupněm volnosti a podle *obr.5.1*

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_2} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_2} = Q_2, \quad (5.11)$$

Kinetická energie a její derivace podle (5.11) jsou

$$\begin{aligned} K &= \frac{1}{2} I_K \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} I_R \dot{q}_3^2 = \frac{1}{2} I_K \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} I_R \Pi'^2(q_2) \dot{q}_2^2, \\ \frac{\partial K}{\partial \dot{q}_2} &= I_K \dot{q}_2 + I_R \Pi'^2(q_2) \dot{q}_2, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_2} \right) &= [I_K + I_R \Pi'^2(q_2)] \ddot{q}_2 + 2 I_R \Pi'(q_2) \Pi''(q_2) \dot{q}_2^2, \end{aligned} \quad (5.12)$$

$$\frac{\partial K}{\partial q_2} = I_R \Pi'(q_2) \Pi''(q_2) \dot{q}_2^2. \quad (5.13)$$

Zobecněná síla Q_2 příslušející zobecněné souřadnici q_2 v pohybové rovnici (5.11) je ekvivalentní silovým účinkům působícím na sledovanou soustavu. Určíme ji použitím principu virtuálních prací tak, aby práce vykonaná zobecněnou silou Q_2 při nezávislém *virtuálním posunutí* δq_2 byla rovna práci všech pracovních sil působících na soustavu při odpovídajících posunutích jejich působišť [lit. 1, kap.9.2].

Platí tedy následující vztah pro virtuální práci

$$\begin{aligned} \delta W &= \delta q_2 Q_2 = M_H \delta q_2 + M_A \delta q_3 = M_H \delta q_2 + M_A \delta \Pi(q_2), \\ Q_2 &= M_H + M_A \left(\frac{\delta \Pi(q_2)}{\delta q_2} \right). \end{aligned} \quad (5.14)$$

V tomto případě se variace řídí pravidly diferenciálního počtu [lit. 4, kap.3.2.1] a platí

$$Q_2 = M_H + M_A \Pi'(q_2). \quad (5.14)$$

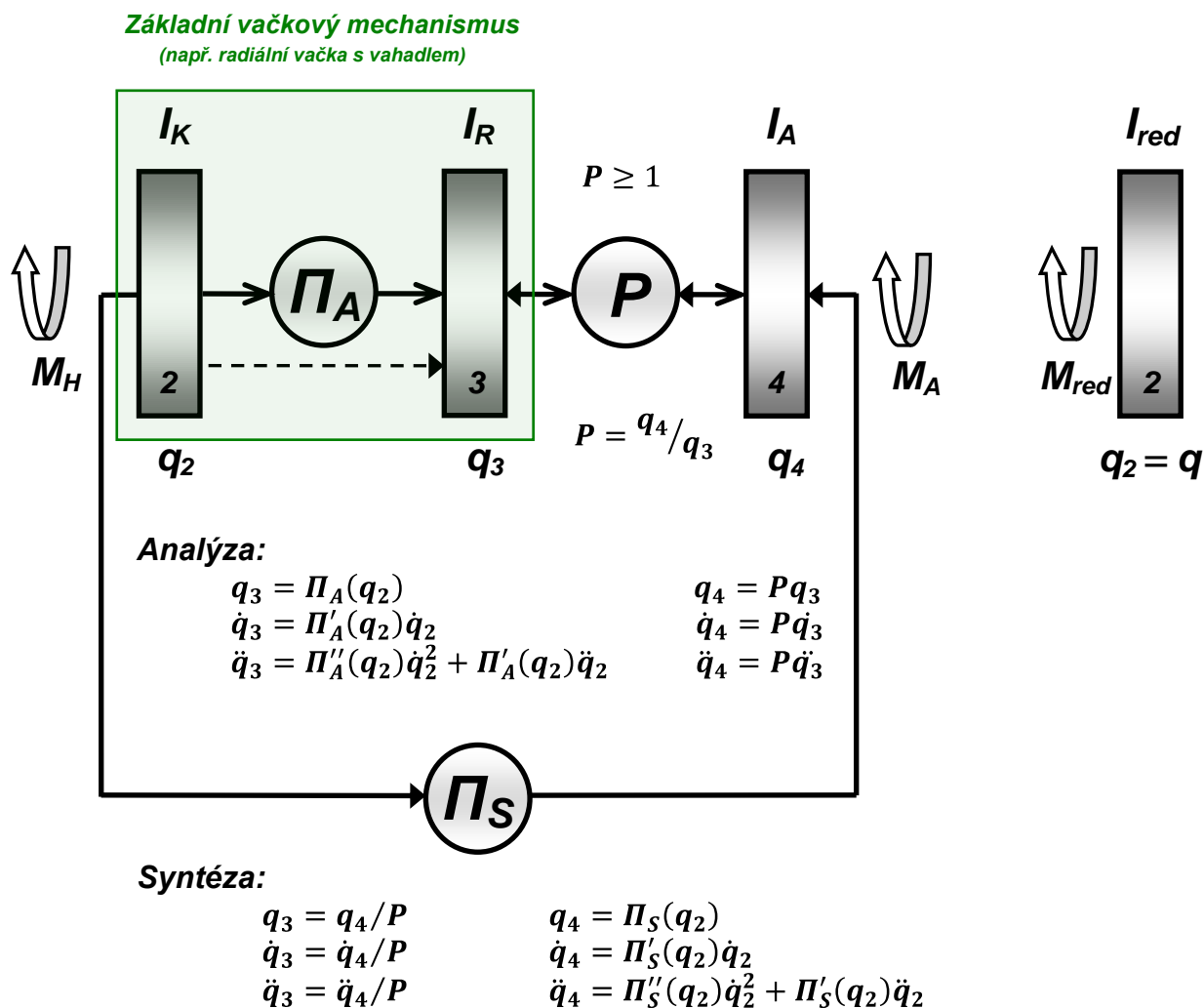
Po dosazení (5.12), (5.13) a (5.14) do (5.11) dostáváme pohybovou rovnici soustavy

$$[I_K + I_R \Pi'^2(q_2)] \ddot{q}_2 + I_R \Pi'(q_2) \Pi''(q_2) \dot{q}_2^2 = M_H + M_A \Pi'(q_2), \quad (5.15)$$

totožnou s rovnicí (5.5) odvozenou metodou redukce. Podrobnějším popisem analytických metod mechaniky se dále nebudeme zabývat. Pro numerické řešení podobných složitějších úloh počítačem vzhledem k pohonu elektronickou vačkou je však znalost těchto metod nezbytná (dále viz. úvod kapitoly 4).

5.2 Klasický vačkový mechanismus s převodem $P \geq 1$

Podle charakteru úlohy (aplikace) je její řešení *analýzou* nebo *syntézou* zdvihové závislosti klasické vačky. Na obr.5.3 jsou schématicky nakresleny obě varianty řešení.



Obr.5.3 Schématický tok dat úloh analýzy a syntézy a redukce na vstupním členu 2

Úloha *analýzy* a *syntézy* je zjednodušena na variantu podle *obr.5.3*, kde mezi vahadlem vačky **3** a pracovním členem **4** není vložen žádný další převodový mechanismus s nekonstantním převodem tak, jak je to popsáno v *kapitole 1*. Na úlohu *analýzy* nebo *syntézy* podle *obr.5.3* lze libovolný kinematický řetězec s jedním stupněm volnosti a se základním vačkovým mechanismem převést včetně silových účinků M_A a řešit ve vztahu ke stejné aplikaci s elektronickou vačkou (viz. Poznámka v úvodu *kapitoly 4*). Cílem, jak již bylo řečeno, je porovnání a vyhodnocení pohonu obou vačkových systémů pro stejnou pohybovou funkci pracovního členu mechanismu.

5.2.1 Klasický vačkový mechanismus – Analýza

Předpokladem je znalost převodové funkce $\Pi_A(q_2)$, která se získá analýzou teoretického profilu vačky s geometrickými parametry *základního vačkového mechanismu*. Tato metoda je popsána v literatuře [1]. Pohybová rovnice se odvodí metodou redukce podle (5.1).

Z kinetické energie a dosazením za \dot{q}_3 a \dot{q}_4 vyplývá

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}I_{red}\dot{q}_2^2 &= \frac{1}{2}I_K\dot{q}_2^2 + \frac{1}{2}I_R\dot{q}_3^2 + \frac{1}{2}I_A\dot{q}_4^2 = \\ &= \frac{1}{2}I_K\dot{q}_2^2 + \frac{1}{2}I_R\Pi_A'^2(q_2)\dot{q}_2^2 + \frac{1}{2}I_AP^2\Pi_A'^2(q_2)\dot{q}_2^2, \\ I_{red} &= I_K + (I_R + I_AP^2)\Pi_A'^2(q_2) \end{aligned} \quad (5.11)$$

Z rovnosti výkonů pracovních sil vyplývá

$$\begin{aligned} M_{red}\dot{q}_2 &= M_H\dot{q}_2 + M_A\dot{q}_4 = M_H\dot{q}_2 + M_AP\Pi_A'(q_2)\dot{q}_2, \\ M_{red} &= M_H + M_AP\Pi_A'(q_2). \end{aligned} \quad (5.12)$$

Dále platí

$$dI_{red}/dq_2 = 2(I_R + I_AP^2)\Pi_A'(q_2)\Pi_A''(q_2). \quad (5.13)$$

Pohybová rovnice je po dosazení (5.11), (5.12) a (5.13) do (5.1)

$$\begin{aligned} [I_K + (I_R + I_AP^2)\Pi_A'^2(q_2)]\ddot{q}_2 + (I_R + I_AP^2)\Pi_A'(q_2)\Pi_A''(q_2)\dot{q}_2^2 &= \\ &= M_H + M_AP\Pi_A'(q_2). \end{aligned} \quad (5.14)$$

Rozepsáním (5.14) a po úpravě je

$$I_K\ddot{q}_2 + (I_R + I_AP^2)\Pi_A'(q_2)[\Pi_A''(q_2)\dot{q}_2^2 + \Pi_A'(q_2)\ddot{q}_2] = M_H + M_AP\Pi_A'(q_2),$$

kde výraz v hranatých závorkách je \ddot{q}_3 . Za předpokladu $\dot{q}_2 = \omega = konst$, dostáváme

$$(I_R + I_AP^2)\Pi_A'(q_2)\Pi_A''(q_2)\omega^2 = M_H + M_AP\Pi_A'(q_2), \quad (5.15)$$

Pohybová rovnice (5.15) popisuje úlohu analýzy pro konstantní úhlovou rychlost ω vačky 2.

V úloze analýzy podle *obr.5.3* lze optimalizovat převod P , když definovaná převodová funkce $q_3 = \Pi_A(q_2)$, resp. zdvihová závislost není definovaným pracovním pohybem. Jak je uvedeno v literatuře [8], pokud není nutné přednostně uplatňovat jiná hlediska, např. požadavky na polohu, lze velikost převodu P optimalizovat podle kritéria maximálního dosažitelného zrychlení na zátěži.

Vyjdeme-li z rovnice (5.15), kam dosadíme za $\Pi_A''(q_2)\omega^2 = \ddot{q}_3 = \ddot{q}_4/P$ a dále budeme-li uvažovat pouze vliv setrvačných hmot členů **3** a **4** ($M_A = 0$), nabývá pohybová rovnice pro takto definovaný dvojhmotový systém na výstupu tvar

$$\left(I_R/P + I_A P \right) \Pi_A'(q_2) \ddot{q}_4 = M_H,$$

z kterého vyjádříme

$$\ddot{q}_4 = \frac{M_H}{[(I_R/P) + I_A P] \Pi_A'(q_2)} = \frac{M_H P}{(I_R + I_A P^2) \Pi_A'(q_2)}. \quad (5.16)$$

Pro daný hnací moment M_H hledáme maximální zrychlení pracovního členu \ddot{q}_4 . Maximální zrychlení nastává při podmínce $\partial \ddot{q}_4 / \partial P = 0$.

$$\frac{\partial \ddot{q}_4}{\partial P} = \frac{M_H (I_R + I_A P^2) \Pi_A'(q_2) - 2 M_H I_A P^2 \Pi_A'(q_2)}{(I_R + I_A P^2)^2 \Pi_A'^2(q_2)} = 0.$$

Optimální převod je

$$P_{OPT} = \sqrt{\frac{I_R}{I_A}}. \quad (5.17)$$

Pohybová rovnice (5.15) pro optimální převod P_{OPT} za předpokladu $M_A = 0$ nabývá tvar

$$(I_R + I_A P_{OPT}^2) \Pi_A'(q_2) \Pi_A''(q_2) \omega^2 = M_H \quad (5.18)$$

a dosazením (5.17) je

$$2 I_R \Pi_A'(q_2) \Pi_A''(q_2) \omega^2 = M_H. \quad (5.19)$$

V rovnici (5.18) je výraz v kulatých závorkách $I_A P_{OPT}^2$ redukovaný moment setrvačnosti členu **4** na člen **3** podle *obr.5.3*. Po dosazení vztahu (5.17) do tohoto výrazu dostáváme, že tento redukovaný moment členu **4** na člen **3** se rovná I_R . Pro redukovaný moment setrvačnosti zátěže I_A členu **4** na člen **3** v případě optimálního převodu tedy platí

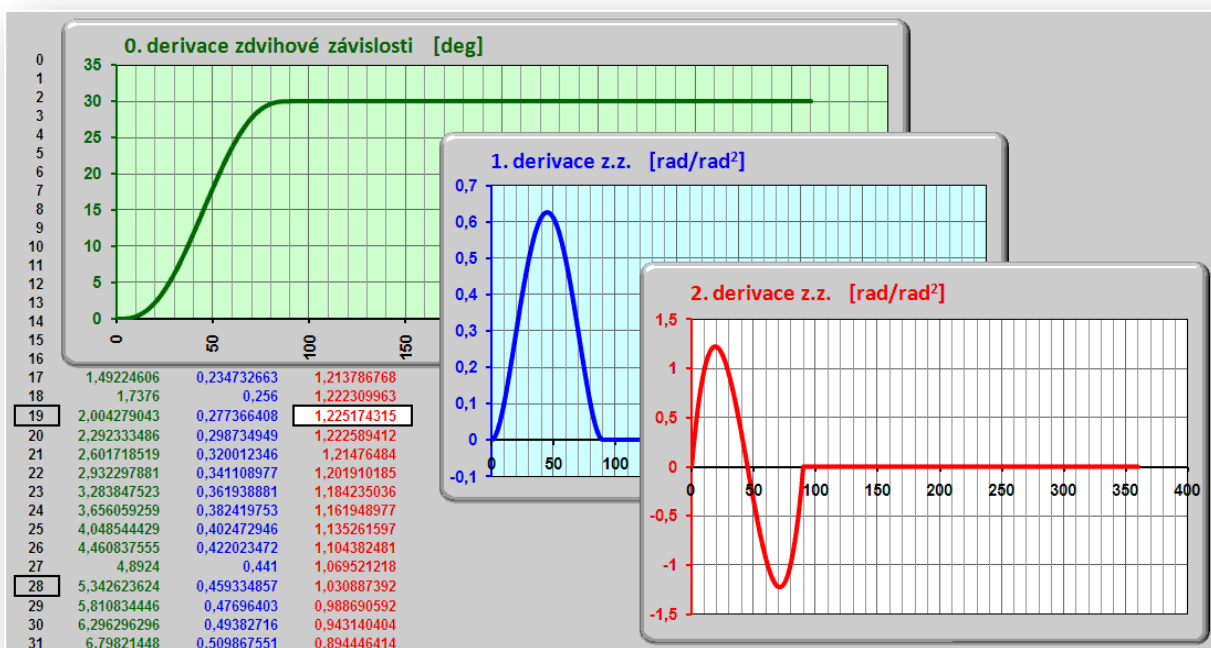
$$I_{Ared} = I_A P_{OPT}^2 = I_R. \quad (5.20)$$

Ze vztahu (5.20) a podle *obr.5.3* vyplývá, že pro daný krouticí moment M_H se dosáhne maximálního zrychlení zátěže **4** s takovým převodem, kdy redukovaný moment zátěže **4** na člen **3** se rovná momentu setrvačnosti členu **3**. Pro klasický vačkový mechanismus je členem **3** vahadlo vačky a člen **4** je pracovní setrvačná hmota s rotačním pohybem.

Ze vztahu (5.20) rovněž vyplývá, že kinetická energie členu 4 (zátěž) a členu 3 (vahadlo) se při optimálním převodu rovnají:

$$K_3 = \frac{1}{2} I_R \dot{q}_3^2 = \frac{1}{2} I_R \frac{\dot{q}_4^2}{P_{OPT}^2} = \frac{1}{2} I_A \dot{q}_4^2 = K_4. \quad (5.21)$$

Následující příklad demonstruje aplikaci úlohy analýzy a význam optimálního převodu P_{OPT} podle obr.5.3 na základním vačkovém mechanismu (např. radiální vačka s vahadlem) s pracovní setrvačnou hmotou a se zdvihovou závislostí podle obr.5.4, kterou je polynom 5. stupně se zdvihem 30° a úhlem zdvihu 90° .



Obr.5.4 Zdvihová závislost polynommická 5. stupně

Zdvihová závislost představuje podle obr.5.3 nekonstantní převod Π_A . Moment setrvačnosti výstupního rotačního členu základního vačkového mechanismu (vahadla) je $I_R = 0,05 [kgm^2]$ a pracovní setrvačné hmoty je $I_A = 0,3 [kgm^2]$. Úlohou analýzy, ve smyslu kapitoly 2, je na základě zdvihové závislosti základního vačkového mechanismu stanovit kinematické veličiny hlavních členů složeného vačkového mechanismu. V případě konfigurace mechanismu podle obr.5.3 úlohu analýzy popisuje pohybová rovnice (5.15), z které lze hledané veličiny explicitně vyjádřit.

S ohledem na význam optimálního převodu P_{OPT} jde o úlohu, kdy se hledá pro danou zdvihovou závislost (Π_A) a definovaný hnací moment M_H takový konstantní převod $P = P_{OPT}$, při kterém je zrychlení pracovní setrvačné hmoty maximální. Není uvažován žádný vnější zátěžný moment, tedy $M_A = 0$ v (5.15). Pro zdvihovou závislost podle obr.5.4 je maximální hodnota 2. derivace v poloze 19° nezávisle proměnné a maximální hodnota hnacího momentu M_H podle (5.7b) je v poloze 28° nezávisle proměnné. Jako základní hodnota hnacího momentu M_H pro níže uvedenou tabulku tab.5.1 je velikost hnacího momentu M_{Hmax} při konstantních otáčkách $n = 100 [1/min]$ a $P = P_{OPT} = 0,40825$ podle (5.17).

P	n	M_{Hmax}	q_2	M_{d3}	$M_{d3max}(q_2)$	\ddot{q}_3	$\ddot{q}_{3max}(q_2)$	\ddot{q}_4	$\ddot{q}_{4max}(q_2)$
$[I]$	$[1/min]$	$[Nm]$	$[^\circ]$	$[Nm]$	$[Nm]$	$\left[\frac{rad}{s^2}\right]$	$\left[\frac{rad}{s^2}\right]$	$\left[\frac{rad}{s^2}\right]$	$\left[\frac{rad}{s^2}\right]$
0,1	137,364	5,193	28	11,306	13,436 (19°)	213,31	253,51 (19°)	21,33	25,35 (19°)
0,2	127	5,193	28	11,306	13,436 (19°)	182,34	216,70 (19°)	36,47	43,34 (19°)
P_{OPT}	100	5,193	28	11,306	13,436 (19°)	113,05	134,36 (19°)	46,15	54,85 (19°)
0,8	64,284	5,193	28	11,306	13,436 (19°)	46,72	55,52 (19°)	37,37	44,42 (19°)
1	53,454	5,193	28	11,306	13,436 (19°)	32,30	38,39 (19°)	32,30	38,39 (19°)
2	28,285	5,193	28	11,306	13,436 (19°)	9,04	10,75 (19°)	18,09	21,50 (19°)

Tab.5.1 Výsledky analýzy mechanismu s klasickou vačkou

5.2.2 Klasický vačkový mechanismus – Syntéza

Předpokladem je znalost převodové funkce $\Pi_S(q_2)$, resp. zdvihové závislosti pracovní setrvačné hmoty členu 4 podle obr.5.3. Pohybovou rovnici úlohy syntézy lze odvodit stejným způsobem, jako u úlohy analýzy. Díky konstantnímu převodu a tedy vazbou mezi Π_A a Π_S vztaženou na člen 3 podle obr.5.3 dostáváme dosazením za Π'_A a Π''_A do (5.14) pohybovou rovnici úlohy syntézy ve tvaru

$$\left[I_K + \left(I_R/p_2 + I_A \right) \Pi'_S(q_2) \right] \ddot{q}_2 + \left(I_R/p_2 + I_A \right) \Pi'_S(q_2) \Pi''_S(q_2) \dot{q}_2^2 = M_H + M_A \Pi'_S(q_2). \quad (5.22)$$

Rozepsáním (5.22) a po úpravě je

$$I_K \ddot{q}_2 + \left(I_R/p_2 + I_A \right) \Pi'_S(q_2) [\Pi''_S(q_2) \dot{q}_2^2 + \Pi'_S(q_2) \ddot{q}_2] = M_H + M_A \Pi'_S(q_2),$$

kde výraz v hranatých závorkách je \ddot{q}_3 . Za předpokladu $\dot{q}_2 = \omega = konst$, dostáváme

$$\left(I_R/p_2 + I_A \right) \Pi'_S(q_2) \Pi''_S(q_2) \omega^2 = M_H + M_A \Pi'_S(q_2). \quad (5.23)$$

Pohybová rovnice (5.23) popisuje úlohu syntézy pro konstantní úhlovou rychlost ω vačky 2.

Následující příklad demonstruje aplikaci úlohy syntézy podle obr.5.3 na základním vačkovém mechanismu (např. radiální vačka s vahadlem) s pracovní setrvačnou hmotou a se zdvihovou závislostí podle obr.5.4, kterou je polynom 5. stupně se zdvihem 30° a úhlem zdvihu 90°. Zdvihová závislost pracovní setrvačné hmoty členu 4 představuje podle obr.5.3 nekonstantní převod Π_S . Moment setrvačnosti výstupního rotačního členu základního vačkového mechanismu (vahadla) je $I_R = 0,05 [kgm^2]$ a pracovní setrvačné hmoty je $I_A = 0,3 [kgm^2]$. Není uvažován žádný vnější zátěžný moment, tedy $M_A = 0$ v (5.23). Úlohou syntézy, ve smyslu kapitoly 2, je na základě zdvihové závislosti pracovního členu mechanismu stanovit zdvihovou závislost základního vačkového mechanismu, resp. teoretický profil vačky. V případě konfigurace mechanismu podle obr.5.3 úlohu syntézy

popisuje pohybová rovnice (5.23), z které lze hledané veličiny explicitně vyjádřit podle níže uvedené tabulky *tab.5.2*.

P	n	M_{Hmax}	q_2	M_{d3}	$M_{d3max}(q_2)$	\ddot{q}_3	$\ddot{q}_{3max}(q_2)$	\ddot{q}_4	$\ddot{q}_{4max}(q_2)$
[I]	[1/min]	[Nm]	[°]	[Nm]	[Nm]	$\left[\frac{rad}{s^2}\right]$	$\left[\frac{rad}{s^2}\right]$	$\left[\frac{rad}{s^2}\right]$	$\left[\frac{rad}{s^2}\right]$
0,1	100	275,216	28	59,916	71,208 (19°)	1130,50	1343,6(19°)	113,05	134,36 (19°)
0,2	100	80,488	28	35,045	41,650 (19°)	565,25	671,78 (19°)	113,05	134,36 (19°)
P_{OPT}	100	31,156	28	27,691	32,910 (19°)	276,91	329,10 (19°)	113,05	134,36 (19°)
0,8	100	19,635	28	34,197	40,643 (19°)	141,31	167,94 (19°)	113,05	134,36 (19°)
1	100	18,175	28	39,567	47,024 (19°)	113,05	134,36 (19°)	113,05	134,36 (19°)
2	100	16,227	28	70,656	83,972 (19°)	56,53	67,18 (19°)	113,05	134,36 (19°)
3	100	15,867	28	103,629	123,159 (19°)	37,68	44,79 (19°)	113,05	134,36 (19°)
5	100	15,682	28	170,705	202,877 (19°)	22,61	26,87 (19°)	113,05	134,36 (19°)

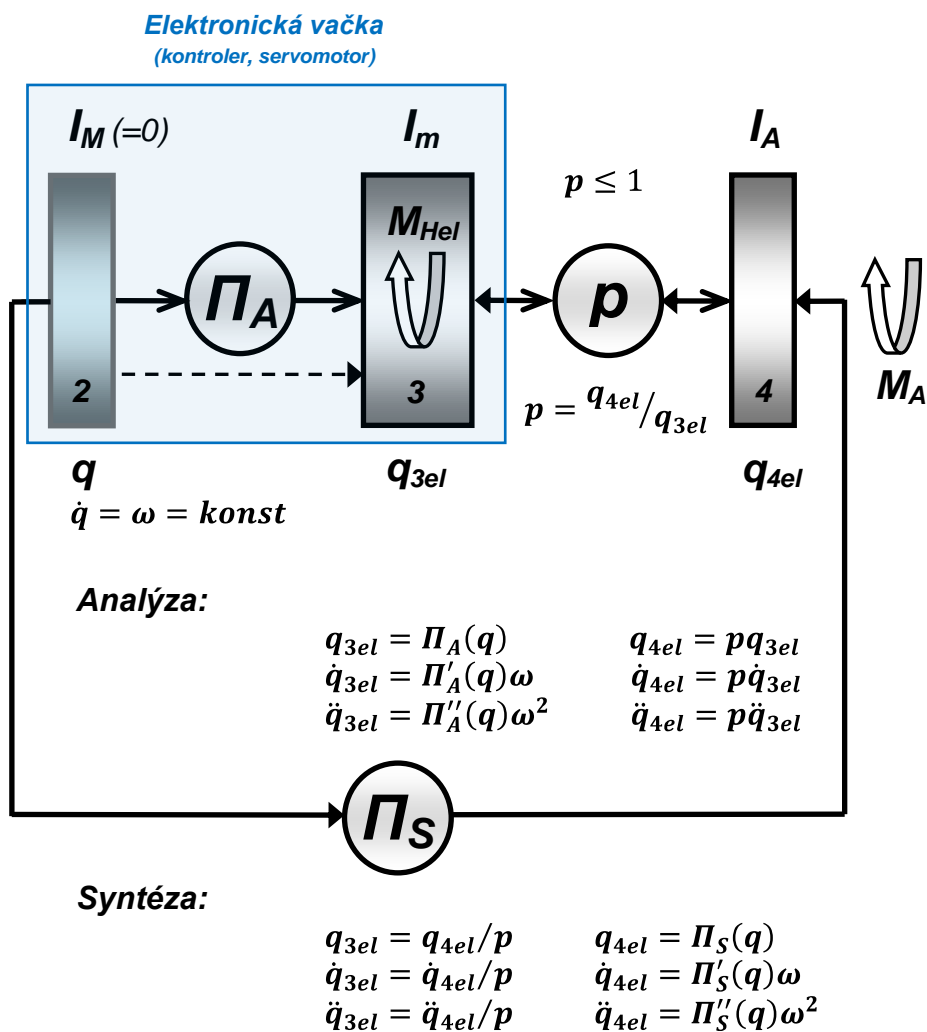
Tab.5.2 Výsledky syntézy mechanismu s klasickou vačkou

Porovnáme-li *tab.5.1* a *tab.5.2* je zřejmé:

- 1) V úloze analýzy se uplatňuje optimální převod P_{OPT} při hledání maximálního zrychlení pracovního členu na základě definované zdvihové závislosti základního vačkového mechanismu a předepsaného hnacího momentu M_{Hmax} . Na dvouhmotový systém (vahadlo vačky – setrvačná pracovní hmota) nepůsobí žádné vnější silové účinky ($M_A = 0$).
- 2) V úloze syntézy se optimální převod P_{OPT} neuplatňuje. Hnací moment M_{Hmax} v závislosti na převodu P (5.23) je „kvadraticky nepřímo úměrný“, což na osmi příkladných hodnotách vyjadřuje *tab.5.2*.
- 3) V úloze syntézy se optimální převod P_{OPT} uplatňuje ve vztahu ke zrychlujícímu momentu M_{d3} působícím na členu 3, kterým je vahadlo základního vačkového mechanismu. Toto nemá pro klasické vačkové mechanismy praktický význam, ale pro *elektronické* vačky je tato skutečnost *významná*. Jde o uplatnění vztahu (5.8) a zrychlující moment M_{d3} je hnacím momentem M_{Hel} elektronické vačky, jak bude v dalším textu popsáno a je zobrazeno na *obr.5.5*.

5.3 Mechanismus s elektronickou vačkou a s převodem $p \leq 1$

Podle charakteru úlohy (aplikace) je její řešení *analýzou* nebo *syntézou* zdvihové závislosti elektronické vačky. Na obr.5.5 jsou schématicky nakresleny obě varianty řešení. Na rozdíl od mechanismu s klasickou vačkou budeme předpokládat konstantní úhlovou rychlost virtuální osy (Master).



Vazba mezi Π_A a Π_S vztažená na člen 3:

$$\begin{aligned}\Pi_A(q) &= (1/p) \Pi_S(q) \\ \Pi'_A(q) &= (1/p) \Pi'_S(q) \\ \Pi''_A(q) &= (1/p) \Pi''_S(q)\end{aligned}$$

Obr.5.5 Schématický tok dat úloh analýzy a syntézy elektronické vačky

5.3.1 Mechanismus s elektronickou vačkou – Analýza

Předpokladem je znalost převodové funkce $\Pi_A(q)$. Je-li redukční člen **3**, pak pohybová rovnice má tvar

$$(I_m + I_A p^2) \ddot{q}_{3el} = M_{Hel} + M_A p \quad (5.24)$$

a po dosazení za \ddot{q}_{3el} platí pro úlohu analýzy

$$(I_m + I_A p^2) \Pi_A''(q) \omega^2 = M_{Hel} + M_A p. \quad (5.25)$$

5.3.2 Mechanismus s elektronickou vačkou – Syntéza

Předpokladem je znalost převodové funkce $\Pi_S(q)$. Je-li redukční člen **4**, pak pohybová rovnice má tvar

$$\left(I_m/p^2 + I_A \right) \ddot{q}_{4el} = M_{Hel}/p + M_A \quad (5.26)$$

a po dosazení za \ddot{q}_{4el} a úpravě platí pro úlohu syntézy

$$\left(I_m/p + I_A p \right) \Pi_S''(q) \omega^2 = M_{Hel} + M_A p. \quad (5.27)$$

5.3.3 Optimalizace převodu podle kritéria maximálního dosažitelného zrychlení na zátěži mechanismu s elektronickou vačkou

V úloze *analýzy* a *syntézy* podle obr.5.5 lze optimalizovat převod P podle kritéria maximálního dosažitelného zrychlení na zátěži, jak je uvedeno v literatuře [8] a v kapitole 5.2.1.

Z pohybové rovnice vyjádříme za předpokladu $M_A = 0$

$$\ddot{q}_{4el} = \frac{M_{Hel} p}{(I_m + I_A p^2)}. \quad (5.28)$$

Pro daný hnací moment M_{Hel} hledáme maximální zrychlení pracovního členu \ddot{q}_{4el} . Maximální zrychlení nastává při podmínce $\partial \ddot{q}_{4el} / \partial p = 0$.

$$\frac{\partial \ddot{q}_{4el}}{\partial p} = \frac{M_{Hel}(I_m + I_A p^2) - 2M_{Hel}I_A p^2}{(I_m + I_A p^2)^2} = 0.$$

Optimální převod je

$$p_{OPT} = \sqrt{\frac{I_m}{I_A}}. \quad (5.29)$$

Pohybová rovnice (5.25) úlohy analýzy pro optimální převod p_{OPT} za předpokladu $M_A = 0$ nabývá tvar

$$(I_m + I_A p_{OPT}^2) \Pi_A''(q) \omega^2 = M_{Hel} \quad (5.30)$$

a dosazením (5.29) je

$$2I_m \Pi_A''(q) \omega^2 = 2I_m \ddot{q}_{3el} = M_{Hel}. \quad (5.31)$$

Pohybová rovnice (5.27) úlohy syntézy pro optimální převod p_{OPT} za předpokladu $M_A = 0$ nabývá tvar

$$\left(\frac{I_m}{p_{OPT}} + I_A p_{OPT} \right) \Pi_S''(q) \omega^2 = M_{Hel} \quad (5.32)$$

a dosazením (5.29) je

$$2\sqrt{I_A I_m} \Pi_S''(q) \omega^2 = 2\sqrt{I_A I_m} \ddot{q}_{4el} = 2I_m \ddot{q}_{3el} = M_{Hel}. \quad (5.33)$$

V rovnici (5.30) je výraz v kulatých závorkách $I_A p_{OPT}^2$ redukovaný moment setrvačnosti členu 4 na člen 3 podle obr.5.5. Po dosazení vztahu (5.29) do tohoto výrazu dostáváme, že tento redukovaný moment členu 4 na člen 3 se rovná I_m . Pro redukovaný moment setrvačnosti zátěže I_A členu 4 na člen 3 v případě optimálního převodu tedy platí

$$I_{Ared} = I_A p_{OPT}^2 = I_m. \quad (5.34)$$

Ze vztahu (5.34) a podle obr.5.5 vyplývá, že pro daný krouticí moment M_{Hel} se dosáhne maximálního zrychlení zátěže 4 s takovým převodem, kdy redukovaný moment zátěže 4 na člen 3 se rovná momentu setrvačnosti členu 3. Pro mechanismus s elektronickou vačkou je členem 3 rotor servomotoru a člen 4 je pracovní setrvačná hmota s rotačním pohybem.

Ze vztahu (5.34) rovněž vyplývá, že kinetická energie členu 4 (zátěž) a členu 3 (vahadlo) se při optimálním převodu rovnají:

$$K_3 = \frac{1}{2} I_m \dot{q}_{3el}^2 = \frac{1}{2} I_m \frac{\dot{q}_{4el}^2}{p_{OPT}^2} = \frac{1}{2} I_A \dot{q}_{4el}^2 = K_4. \quad (5.35)$$

Význam optimálního převodu p_{OPT} mechanismu s elektronickou vačkou je možné demonstrovat na stejném příkladu kapitoly 5.2.1 a podle tabulek tab.5.1 a tab.5.2 s výsledky analýzy a syntézy mechanismu s klasickou vačkou. Jak pro úlohu analýzy, tak pro úlohu syntézy je hodnota p_{OPT} významnou veličinou v tomto smyslu:

1. Analýza (tab.5.3):

Pro $p = p_{OPT}$, zadanou pohybovou funkci výstupního členu 3 elektronické vačky s definovaným maximálním hnacím momentem M_{Hel} , je dosaženo *maximálního zrychlení* na členu 4 s pracovní setrvačnou hmotou bez vnějšího zátěžného momentu ($M_A = 0$). V tab.5.1 jde o sloupec M_{Hmax} , který má pro mechanismus s elektronickou vačkou analogický význam v $(M_{Hel})_{max}$ a sloupec $\ddot{q}_{4max}(q)$ s analogickou hodnotou $[\ddot{q}_{4el}(q)]_{max}$ mechanismu s elektronickou vačkou.

2. Syntéza (tab.5.4):

Pro $p = p_{OPT}$, definovanou pohybovou funkcí výstupního pracovního členu 4 mechanismu s elektronickou vačkou a zadané otáčky virtuální hřídele, je dosaženo *minimálního hnacího momentu* M_{Hel} . V tab.5.2 jde o sloupec $M_{d3max}(q)$, který má pro mechanismus s elektronickou vačkou analogický význam $(M_{Hel})_{max}$.

Pro obě příkladné aplikace (klasická a elektronická vačka) je stejná zdvihová závislost. Moment setrvačnosti vahadla klasického základního vačkového mechanismu je stejný jako moment setrvačnosti rotoru servomotoru elektronické vačky (parametry viz. kap. 5.2.1) a tedy $p_{OPT} = P_{OPT} = 0,40825$.

P	n	q	$(M_{Hel})_{max}$	$(\ddot{q}_{3el})_{max}$	$(\ddot{q}_{4el})_{max}$
[I]	[1/min]	[°]	[Nm]	$\left[\frac{rad}{s^2}\right]$	$\left[\frac{rad}{s^2}\right]$
0,1	137,364	19	13,436	253,51	25,35
0,2	127	19	13,436	216,70	43,34
p_{OPT}	100	19	13,436	134,36	54,85
0,8	64,284	19	13,436	55,52	44,42
1	53,454	19	13,436	38,39	38,39
2	28,285	19	13,436	10,75	21,50

Tab.5.3 Výsledky analýzy mechanismu s elektronickou vačkou

P	n	q	$(M_{Hel})_{max}$	$(\ddot{q}_{3el})_{max}$	$(\ddot{q}_{4el})_{max}$
[I]	[1/min]	[°]	[Nm]	$\left[\frac{rad}{s^2}\right]$	$\left[\frac{rad}{s^2}\right]$
0,1	100	19	71,208 (19°)	1343,6 (19°)	134,36 (19°)
0,2	100	19	41,650 (19°)	671,78 (19°)	134,36 (19°)
p_{OPT}	100	19	32,910 (19°)	329,10 (19°)	134,36 (19°)
0,8	100	19	40,643 (19°)	167,94 (19°)	134,36 (19°)
1	100	19	47,024 (19°)	134,36 (19°)	134,36 (19°)
2	100	19	83,972 (19°)	67,18 (19°)	134,36 (19°)
3	100	19	123,159 (19°)	44,79 (19°)	134,36 (19°)
5	100	19	202,877 (19°)	26,87 (19°)	134,36 (19°)

Tab.5.4 Výsledky syntézy mechanismu s elektronickou vačkou

Při převodu $p = p_{OPT}$ podle obr.5.5 pro zvolenou pohybovou funkci pracovního členu 4 se minimalizuje hnací moment $(M_{Hel})_{max}$. Jinak řečeno, požadovanou pohybovou funkci pracovního členu zabezpečí *nejméně výkonný* servomotor. Technická realizace optimálního převodu není ale vždy možná. Vzhledem k požadavku na bezvůlový převod jsme nuceni se podříditi dostupným převodům a situace návrhu vyhovujícího servomotoru se značně komplikuje.

Poznámky (podle [8], str. 101):

1. V případě optimalizace konstantního převodu (kuličkový šroub), který transformuje rotační pohyb hřídele servomotoru na pracovní posuvný, je postup analogický. Optimální převod pro sumu hmotností m_A členů s posuvným pohybem a I_S šroubu přímo napojeného na servomotor je

$$p_{OPT} = \sqrt{\frac{I_m + I_S}{m_A}}.$$

2. Vzhledem k důležitosti této poznámky je z [8] uvedena doslovná citace:

Podmínka optimálního převodu je někdy nesprávně vysvětlována tak, že pro předem požadovaný přímý náhon zátěže (převod $p=1$) je optimální situace při poměru $J_L/J_M = 1$. Při předepsané hodnotě $p=1$ je ale optimální situace s maximálním zrychlením dosažena v mezním případě $J_L = 0$.

Podmínka optimálního převodu $p = p_{OPT} = 1$ podle obr.5.5 pouze znamená, že moment setrvačnosti pracovní setrvačné hmoty I_A se rovná I_m a pro definovaný hnací moment M_{Hel} bude dosaženo maximálního zrychlení na zátěži. Zadány jsou tedy hodnoty I_A a M_{Hel} , kde hodnotu I_A lze volit podle I_m rotoru servomotoru, jestliže to daná aplikace umožňuje. Z pohledu zavedené úlohy *analýzy* se bude se snižováním I_A při stejném M_{Hel} zrychlení \ddot{q}_{4max} pracovní setrvačné zátěže členu 4 samozřejmě zvětšovat. Dalšího zvýšení zrychlení členu 4 se dosáhne zavedením nového $p_{OPT} \neq 1$ při $I_A < I_m$. Popsaná situace je vyčíslena v tab.5.5.

I_m	I_A	n	p	M_{Hel}	\ddot{q}_{4max}
[kgm]	[kgm]	[1/min]	[1]	[Nm]	$\left[\frac{rad}{s^2}\right]$
0,05	0,05	100	1 (p_{OPT})	13,436	134,355
0,05	0,03	111,8	1	13,436	167,952
0,05	0,03	100	1,291 (p_{OPT})	13,436	173,452

Tab.5.5

Z pohledu zavedené úlohy *syntézy* se bude se snižováním I_A snižovat hnací moment M_{Hel} (rovněž efektivní moment EKM, resp. proudová zátěž) při stejných otáčkách. Dalšího snížení M_{Hel} (a EKM) se dosáhne zavedením nového $p_{OPT} \neq 1$ při $I_A < I_m$. Popsaná situace je vyčíslena v tab.5.6.

I_m	I_A	n	p	M_{Hel}	EKM	\ddot{q}_{4max}
[kgm]	[kgm]	[1/min]	[1]	[Nm]	[Nm]	$\left[\frac{rad}{s^2}\right]$
0,05	0,05	100	1 (p_{OPT})	13,436	4,82	134,355
0,05	0,03	100	1	10,748	3,85	134,355
0,05	0,03	100	1,291 (p_{OPT})	10,407	3,73	134,355

Tab.5.6

5.4 Závěr kapitoly - Metodika kinetostatického výpočtu

Kinetostatický výpočet je zvláště pro elektronickou vačku zásadní a stručně ho budeme nazývat „*dimenzování servomotoru*“. Jde o výběr servomotoru podle katalogu výrobce, který bude optimálně splňovat požadavky na příslušný pohon pracovního členu mechanismu s definovanou zdvihovou závislostí. Uvedená metodika je obecně platná pro libovolný servomotor, i když je v práci popisována aplikace servomotorů japonské firmy *Yaskawa*. Jak již bylo v úvodu této kapitoly řečeno, servomotor musí splňovat požadavky na *maximální krouticí moment* na hřídeli, *efektivní krouticí moment* (EKM , resp. proudovou zátěž) a *maximální okamžité otáčky*. Někdy je výrobcem doporučena maximální zátěž vzhledem k momentu setrvačnosti rotoru servomotoru (poměr I_A/I_m). Překročením tohoto doporučeného poměru není ohrožena stabilita regulace [8], jsou-li splněny požadavky na výše uvedené parametry. Je nutné samozřejmě počítat se snížením „dynamiky“ pohonu, což je snížení zrychlení na zátěži.

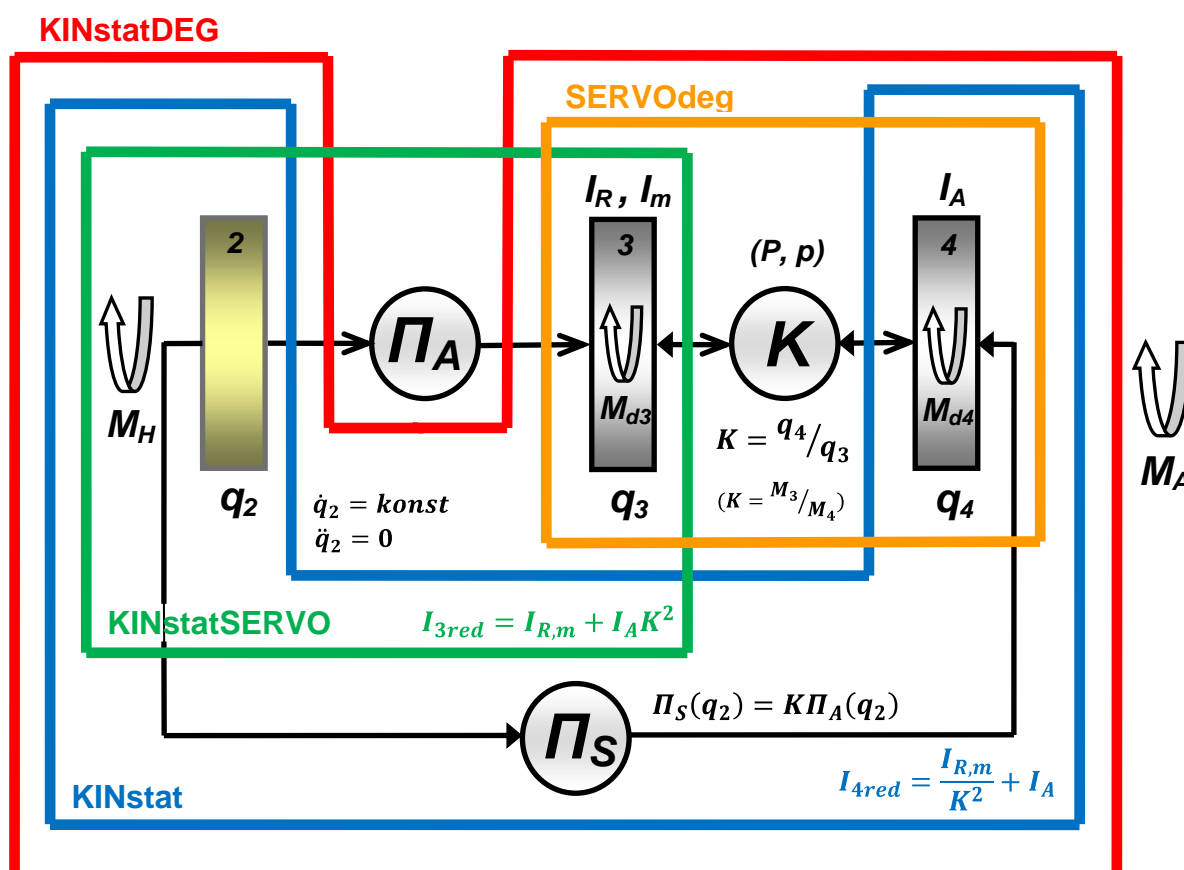
S „historickým“ vývojem výpočetního software *dimenzování servomotoru* se tato úloha postupně ustálila na čtyřech samostatných postupech v prostředí *MS Excel* programu *zzVxx.yy.xlsm*. Na tomto místě je vhodné upozornit, že dimenzování servomotoru a případné srovnání s ekvivalentním pohonem tvořeným klasickým vačkovým mechanismem je úloha velmi zodpovědná a náročná. Je třeba si uvědomit, že tento výběr, resp. srovnání určuje *strategii pohonu* výrobního mechanismu a často i *určuje koncepci* celého stroje. Výpočtář zde manipuluje s vysokými pořizovacími hodnotami a metodika musí vyloučit náhodné vstupní chyby, které mohou mít pro projekt fatální důsledky. Proto vznikly čtyři nezávislé programové moduly, které k částečným výsledkům či úplnému řešení dojdou *jinou cestou*, což umožňuje postup, který je nezbytný, je-li úloha řešena a kontrolována jednou osobou.

Toto *kinetostatické řešení* je schématicky nakresleno na *obr.5.6*. Schéma je zjednodušeno a předpokládá, že případný kinematický řetězec (jeho dynamika setrvačných sil) mezi hmotou s momentem setrvačnosti I_A a pracovním členem je redukován na silový (momentový) ekvivalent M_A působící na tento člen, včetně vnějších silových účinků od technologie pracovního pohybu (viz. odstavec 5.1, poznámka v úvodu kapitoly 4). Dále se pro uvedený kinetostatický výpočet předpokládá vstupní konstantní úhlová rychlost \dot{q}_2 . Terminologie úloh *analýzy* a *syntézy* je zachována a naznačena na obrázku v již popsáném významu. V kinetostatickém výpočtu obou vačkových systémů se předpokládá úloha *syntézy*, kdy je definována zdvihová závislost, resp. pohybová funkce pracovního členu mechanismu v závislosti na vstupní konstantní úhlové rychlosti vačkové hřídele klasického vačkového mechanismu nebo na konstantní úhlové rychlosti virtuální osy elektronické vačky.

Čtyři samostatné metody kinetostatického výpočtu pro mechanismus s *klasickou* a *elektronickou* vačkou podle *obr.5.6* jsou obsahem listů programu *zzVxx.yy.xlsm* s dále uvedenými názvy a popisem činnosti na **příkladné úloze** a s následujícími parametry:

- zdvihová závislost pracovního členu je *polynom 5. stupně* (jde o *neperiodickou*, resp. *krokovou* zdvihovou závislost se *zdvihem* 90 [deg] a *úhlem zdvihu* 90 [deg])
- pracovní otáčky (vačková hřídel, virtuální osa) jsou 100 [min⁻¹]
- moment setrvačnosti vahadla klasické vačky je $I_R = 0,025$ [kgm²]
- moment setrvačnosti rotoru servomotoru je $I_m = 0,0046$ [kgm²]
(servomotor *Yaskawa SGMGH-30D* byl na základě příkladné úlohy vybrán jako nejvhodnější kandidát podle svých katalogových parametrů)
- moment setrvačnosti pracovního členu $I_A = 0,6$ [kgm²]
- konstantní převod mechanismu s klasickou vačkou $P = 1$
- konstantní převod mechanismu s elektronickou vačkou $p = 16$ do pomala
- vnější zátěžný moment je zadán tabelovanými hodnotami (viz. *obr.5.7* až *obr.5.10*)

Klasickým mechanismem, který realizuje *stejný* pracovní pohyb je vačková *kroková* převodovka s radiálními vačkami firmy *ZZ-Antriebe* (Německo), která bude vybrána z katalogu jako standardní představitel těchto typů mechanismů.



Obr.5.6 Schéma kinetostatického řešení programem *zzVxx.yy.xlms*

5.4.1 Metoda **KINstat** (obr.5.7, na obr.5.6 modře ohraničená oblast)

Tato metoda výpočtu se vztahuje na mechanismus s klasickou vačkou s konstantním převodem $K = P$ ($=1$). Zdvižová závislost Π_S pracovního členu **4** v závislosti na pootočení vstupního členu **2** je v grafech své 0., 1. a 2. derivace zobrazena v levé části obrázku (sloupce A, B, C, D). Pod vstupními otáčkami ($=100$ [1/min]) je moment setrvačnosti redukovaný na pracovní člen **4**, který je

$$I_{4red} = \frac{I_{R,m}}{K^2} + I_A (=0,625 \text{ [kgm}^2\text{)}) \dots (\text{sloupec } F).$$

Přídavný vnější zátěžný moment je tabelován (sloupec Z) a funkčně je zobrazen v žlutě orámovaném grafu. V dalším grafu (plochou největším) jsou barevně nakresleny následující veličiny (jejich absolutní maximální hodnoty jsou v orámovaném poli pod efektivními krouticími momenty):

- fialová:
průběh hnacího zrychlujícího momentu M_H na vstupu **2** (sloupec L)
- modrá se značkami:
zrychlující moment M_d na výstupu **4** (sloupec J)
- oranžová:
zrychlující moment M_d na výstupu **4** včetně vnějších silových účinků (sloupec O)

V silně orámovaných polích v pravé horní části obrázku jsou efektivní hodnoty průběhu „oranžového“ a „fialového“. Maximální hodnoty rychlosti a zrychlení pohybové funkce jsou zaneseny na list *SERVOdeg* do příslušných buněk funkcemi pod tlačítka „Přenos ...“.

5.4.2 Metoda **KINstatSERVO** (obr.5.8, na obr.5.6 zeleně ohraničená oblast)

Tato metoda výpočtu se vztahuje na mechanismus s elektronickou vačkou s konstantním převodem $K = p$ ($=1/16$). Zdvižová závislost pracovního členu **4**, v závislosti na pootočení vstupního členu **2**, je transformovaná na člen **3** (hřídel servomotoru) a ve schématu je podle zavedené symboliky označena Π_A s vazbou na $\Pi_S(q_2) = K\Pi_A(q_2)$. Je zobrazena v grafech své 0., 1. a 2. derivace v levé části obrázku (sloupce A, B, C, D). Pod vstupními otáčkami ($=100$ [1/min]) je moment setrvačnosti redukovaný na člen **3** (hřídel servomotoru), který je

$$I_{3red} = I_{R,m} + I_A K^2 (=0,00694375 \text{ [kgm}^2\text{)}) \dots (\text{sloupec } F).$$

Přídavný vnější zátěžný moment, který je transformován převodem $K = p$ ($=1/16$), je tabelován (sloupec Z) a funkčně je zobrazen v žlutě orámovaném grafu. V dalším grafu (plochou největším) jsou barevně nakresleny následující veličiny (jejich absolutní maximální hodnoty jsou v orámovaném poli pod efektivními krouticími momenty):

- fialová:
průběh hnacího zrychlujícího momentu M_H na vstupu **2**, který však pro případ výpočtu mechanismu s elektronickou vačkou nemá význam (sloupec L)
- modrá se značkami:
zrychlující moment M_d na výstupu **4**, který je průběhem hnacího zrychlujícího momentu M_{Hel} servomotoru bez vnější zátěže (sloupec J)
- oranžová:
zrychlující moment M_d na výstupu **4** včetně vnějších silových účinků, který je hledaným průběhem hnacího zrychlujícího momentu M_{Hel} servomotoru s vnějšími silovými účinky (sloupec O)

V silně orámovaném poli v pravé horní části obrázku je efektivní hodnota průběhu „oranžového“, tj. efektivního hnacího momentu elektronické vačky, který je kriteriem proudové zátěže.

Žlutě podbarvená a orámovaná hodnota buňky ($J20$) je maximální hodnota zrychlujícího momentu $M_d \equiv M_{Hel}$ na členu 3 bez vnějších silových účinků a tato hodnota je totožná s výsledkem výpočtu metody *SERVOdeg* (Mk).

5.4.3 Metoda *SERVOdeg* (obr.5.9, na obr.5.6 oranžově ohraničená oblast)

Tato metoda výpočtu vznikla „historicky“ jako první a je přesně podle literatury [8]. Pro představu optimalizace (nalezení P_{OPT}) jednoduchého dvojhmotového systému je tento výpočet velice názorný. Z výpočtu *KINstat* se přenesou maximální kinematické veličiny (rychlost a zrychlení) pracovního členu do pole zátěže. Dosadí se příslušné veličiny a výpočet se provede na jedné prázdné buňce v modře orámované oblasti.

Uvedený graf je užitečný v tom, že ukazuje interval poměru $\lambda = P/P_{OPT}$, v kterém dojde k poklesu maximálního dosažitelného zrychlení o požadovanou procentuální hodnotu. V tomto případě pokles maximálního zrychlení o 5% je v intervalu $\lambda \in <0,72; 1,38>$, z čehož vyplývá, že dodržení přesného optimálního převodu není tak citlivé.

5.4.4 Metoda *KINstatDEG* (obr.5.10, na obr.5.6 červeně ohraničená oblast)

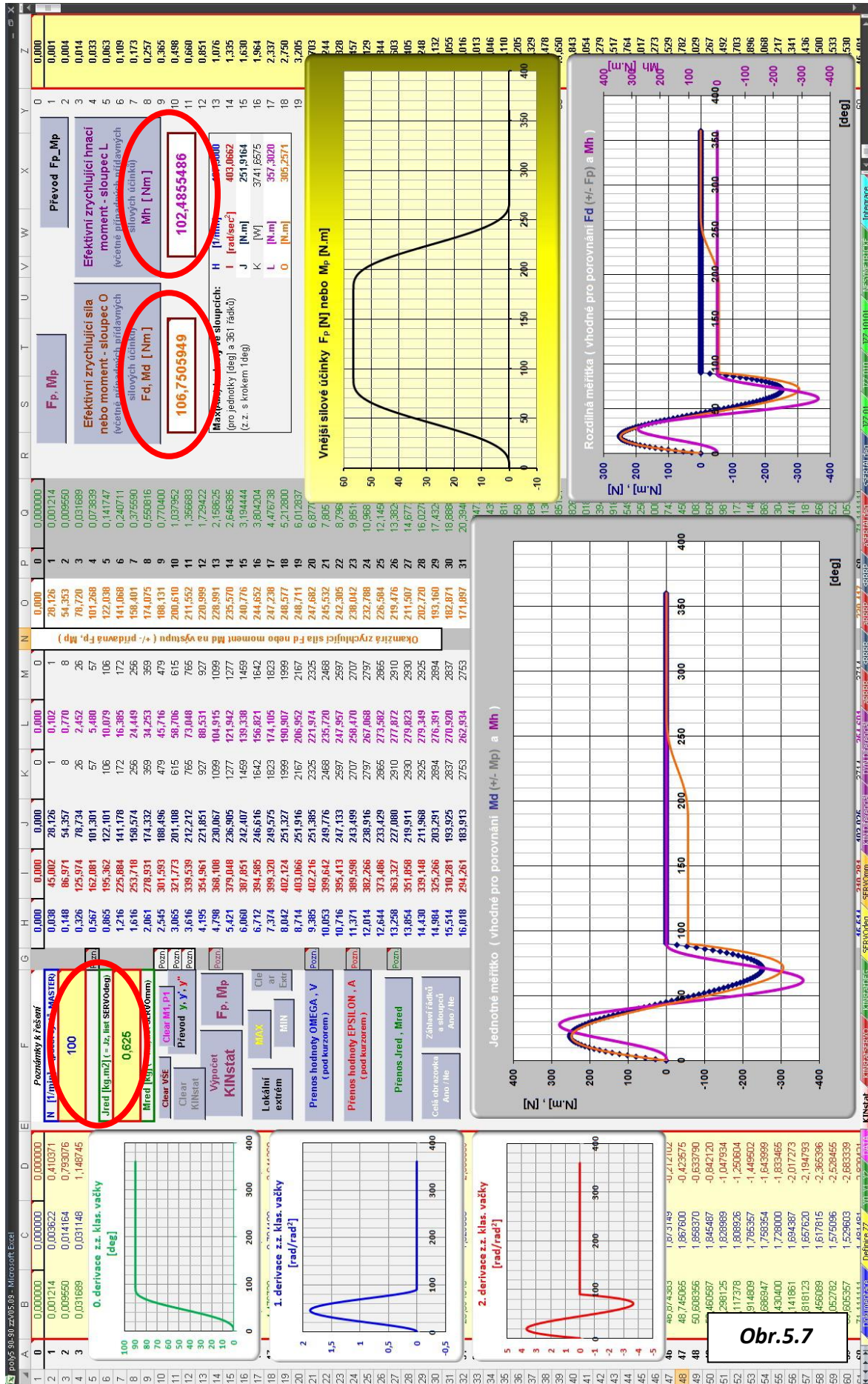
Tato metoda komplexně řeší kinetostatickou úlohu pro oba systémy mechanismů, tj. s klasickou a s elektronickou vačkou. Parametry mechanismů se zadávají ve žlutě podbarvených buňkách v oblasti žlutě orámované (buňky K5, M5, O5, Q5, S5, U5, W5).

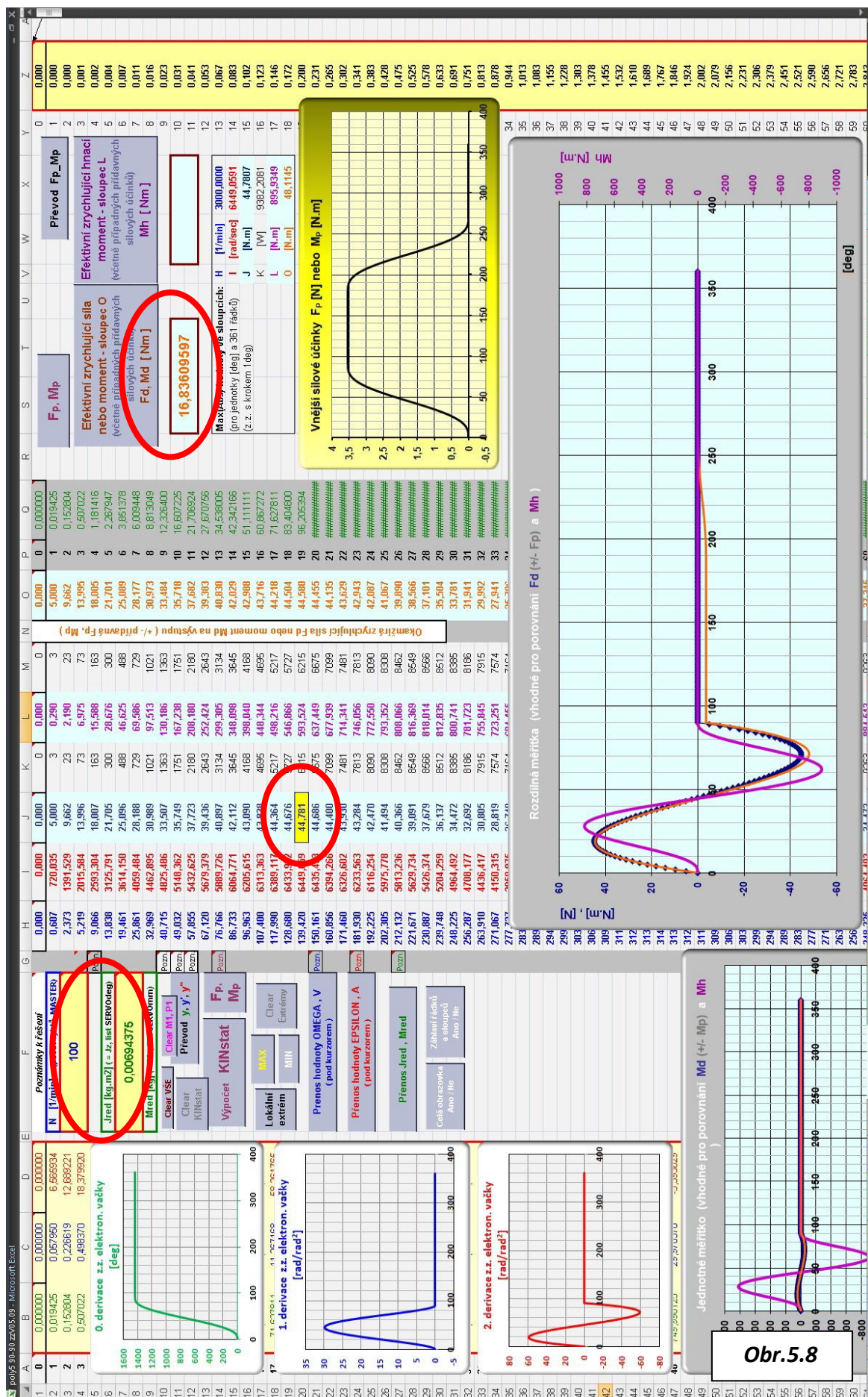
Na obr.5.10 je zobrazena zdvihová závislost Π_5 pracovního členu 4 (sloupce D, E, F) v závislosti na pootočení vstupního členu 2 (sloupec C) ve svých derivacích (0., 1. a 2. derivace). V zadávacím poli se definují moment setrvačnosti výstupního členu základního vačkového mechanismu (kinematicky vahadlo) $I_R (=0,025 \text{ [kgm}^2\text{]})$, převod $P (=1)$ mezi členy 3 a 4 mechanismu s klasickou vačkou, moment setrvačnosti rotoru servomotoru elektronické vačky $I_m (=0,0046 \text{ [kgm}^2\text{]})$, převod $p (1/p = 16)$ mezi členy 3 a 4 mechanismu s elektronickou vačkou, moment setrvačnosti $I_A (=0,6 \text{ [kgm}^2\text{]})$ pracovního členu 4, otáčky $n (=100 \text{ [1/min]})$ vačkové hřídele klasické vačky nebo virtuální osy elektronické vačky a tabelované hodnoty (sloupec U) vnějších silových účinků (jsou zobrazeny grafem ve žlutě orámovaném poli).

Na obr.5.11 jsou pak výsledky výpočtu a to efektivní hodnoty:

- zrychlujícího momentu M_d na členu 4 klasické vačky (pracovní člen)
- hnacího zrychlujícího momentu M_H na členu 2 klasické vačky (vačková hřídel)
- hnacího zrychlujícího momentu M_{Hel} na členu 3 elektronické vačky (hřídel serva)
- hnacího zrychlujícího momentu M_{Hel} na členu 3 elektronické vačky (hřídel serva) pro optimální převod

Dále jsou vyčísleny maximální hodnoty všech momentů, z kterých se počítají efektivní hodnoty a rovněž jsou uvedeny hodnoty otáček pro oba vačkové systémy. Pro mechanismus s klasickou vačkou jsou to otáčky na výstupu ze základního vačkového mechanismu (vahadlo) a pro mechanismus s elektronickou vačkou jsou to otáčky hřídele servomotoru. Všechny uvedené veličiny jsou zobrazeny v grafické podobě. Podle uvedených parametrů lze provést výběr z katalogu servomotorů Yaskawa. Z katalogového listu firmy ZZ-Antriebe se nalezne ekvivalentní pohon ve své klasické mechanické podobě (kroková vačková převodovka).





poly5 98-50 z05 09 - Microsoft Excel

Kroučivý moment motoru	Moment setrvačnosti motoru	Převodový poměr mezi Jm a Jz	Moment setrvačnosti zátěže	Úhlové zrychlení motoru	Úhlové zrychlení zátěže	Úhlový rychlost zátěže	Obrazovka Z/S
44.7807	0.0046	16	0.6	6.449.0691	403.0662	19.6350	Mřížka Z/S
Vypočet prázdného tahu (p)	0.0046						Záhlaví řádků a sl.
							Výpočet ALFAm
							Výpočet ALFAz
							Výpočet P
							Clear VSE
							Clear ZÁTĚŽ
							Clear MOTOR
							Clear PŘEVOD
							Clear INI
0.000	Info: Přídavný moment Mp [N.m]	16.000000					Pozn.
44.781							
0.002344							
0.006944							

P / Popt	ALFAz / ALFAz max
0.00	0.00
0.25	0.25
0.50	0.50
0.75	0.75
1.00	1.05
1.25	0.85
1.50	0.65
1.75	0.45
2.00	0.25

Obr.5.9

Optimalizace jednoduchého převodu dvojmotorového systému (bez působení vnějších momentů, působí pouze setrvačné účinky)

U uzavřených kinematických okrajů (např. jedna soustava sosa a pohyblivý kruh) je možno pomocí tzv. kinematické modely MFC vyhodnotit skutečnou dostatečnou věrmě.

6.1 Všeobecný převodový systém s rotačními motory

V tomto odstavci se budeme zabývat případem jednoduchého převodu mezi motorem a setrvačnou zátěží podle obr.6.1, který je u NC trojky nejjednodušší realizován ozubeným řemenem nebo jedním párem ozubených kol, u robotu pak většinou ozubeným párem. Předpokládáme, že převodový systém je ideální, tj. setrvačností řemenice nebo kol budou zanedbatelné momenty setrvačnosti motoru J_m a zátěže J_z . Z dynamického hlediska se jedná o typický dvojitý systém.

Pokud není nutno přednostně uplatňovat jiná hlediska, lze velikost převodu $p = \omega_z / \omega_m$ optimalizovat podle kritéria maximálního dosažitelného zrychlení. Takto lze optimalizovat i dvojitý systém, pokud je možno předpokládat, že zátěž zůstane zanedbatelně zmenš. momenty setrvačnosti obou samostatných převodů se zanedbatelně zmenš. momenty setrvačnosti zátěže. V tomto případě lze optimalizovat převodový poměr p (kritérium předpokládá je příslušné spřáhání u lehkých šaravových řemenů a dále u planetových a jin. příslušných převodovek, kde lze výraznou změnu převodu dosáhnout změnou velikosti ozubených kol). Z hlediska dynamického rozložení úhlového zrychlení na hřídeli motorů pro jeho daný krátký moment M_k je po redukci setrvačných hmot na motor

$$J_{\text{red}} = J_m + J_z / p^2$$

a úhlové zrychlení na zátěži

$$\alpha_z = \frac{M_k}{J_{\text{red}}} = \frac{M_k}{J_m + J_z / p^2}$$

Maximum α_z nastává při $\partial \alpha_z / \partial p = 0$, takže derivací (6.1) dostaneme vztah pro optimální převod

$$p_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{J_z}{J_m}} \quad (6.2)$$

Pro redukovaný moment setrvačnosti zátěže na hřídeli motoru v případě optimálního převodu platí

$$J_{\text{red}} = J_m = J_z \quad (6.3)$$

Kinematické energie motorů a zátěže se při optimálním převodu rovnají:

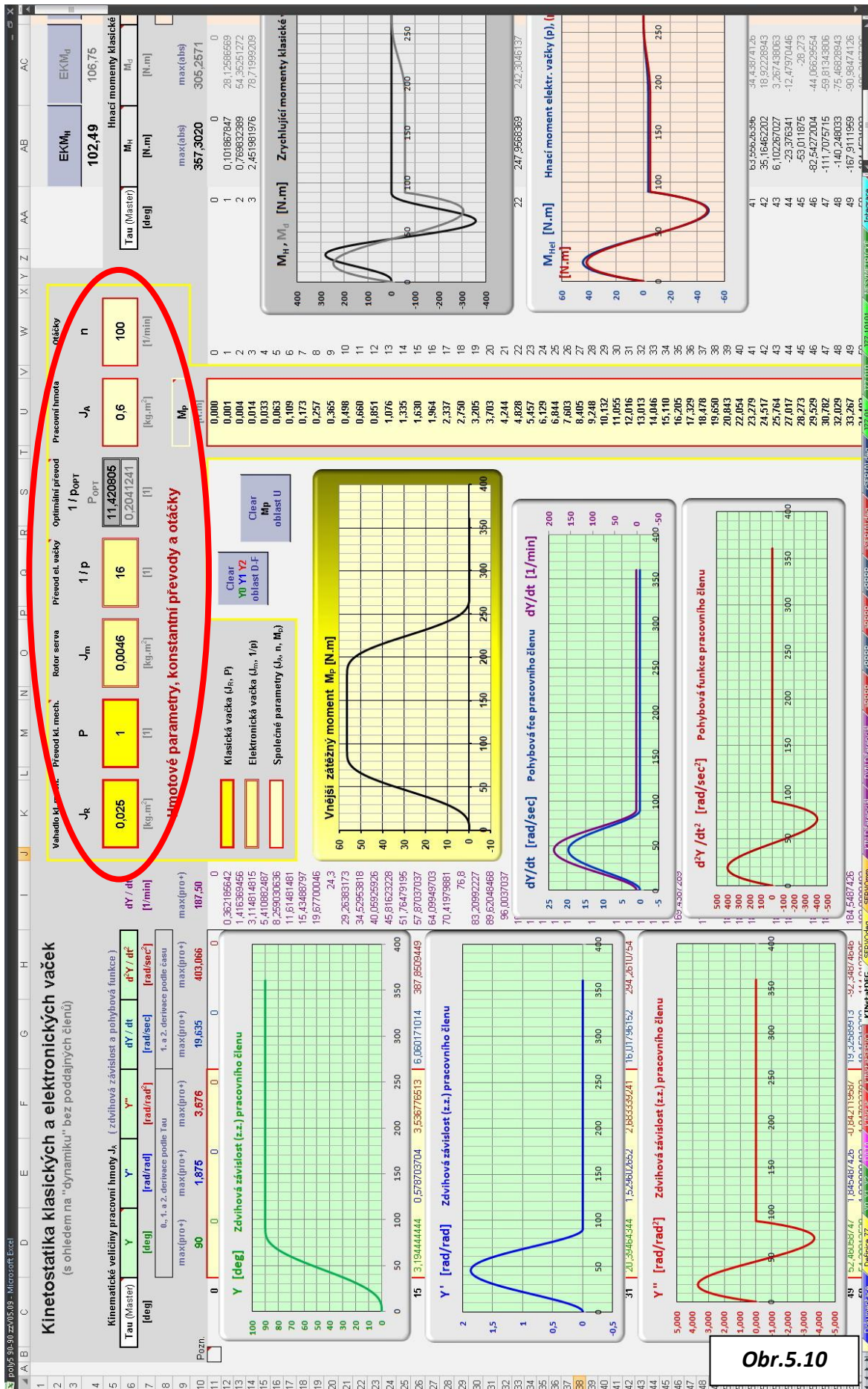
$$E_{\text{mot}} = \frac{1}{2} J_m \omega_m^2 = \frac{1}{2} J_z \omega_z^2 = E_{\text{zát}} \quad (6.4)$$

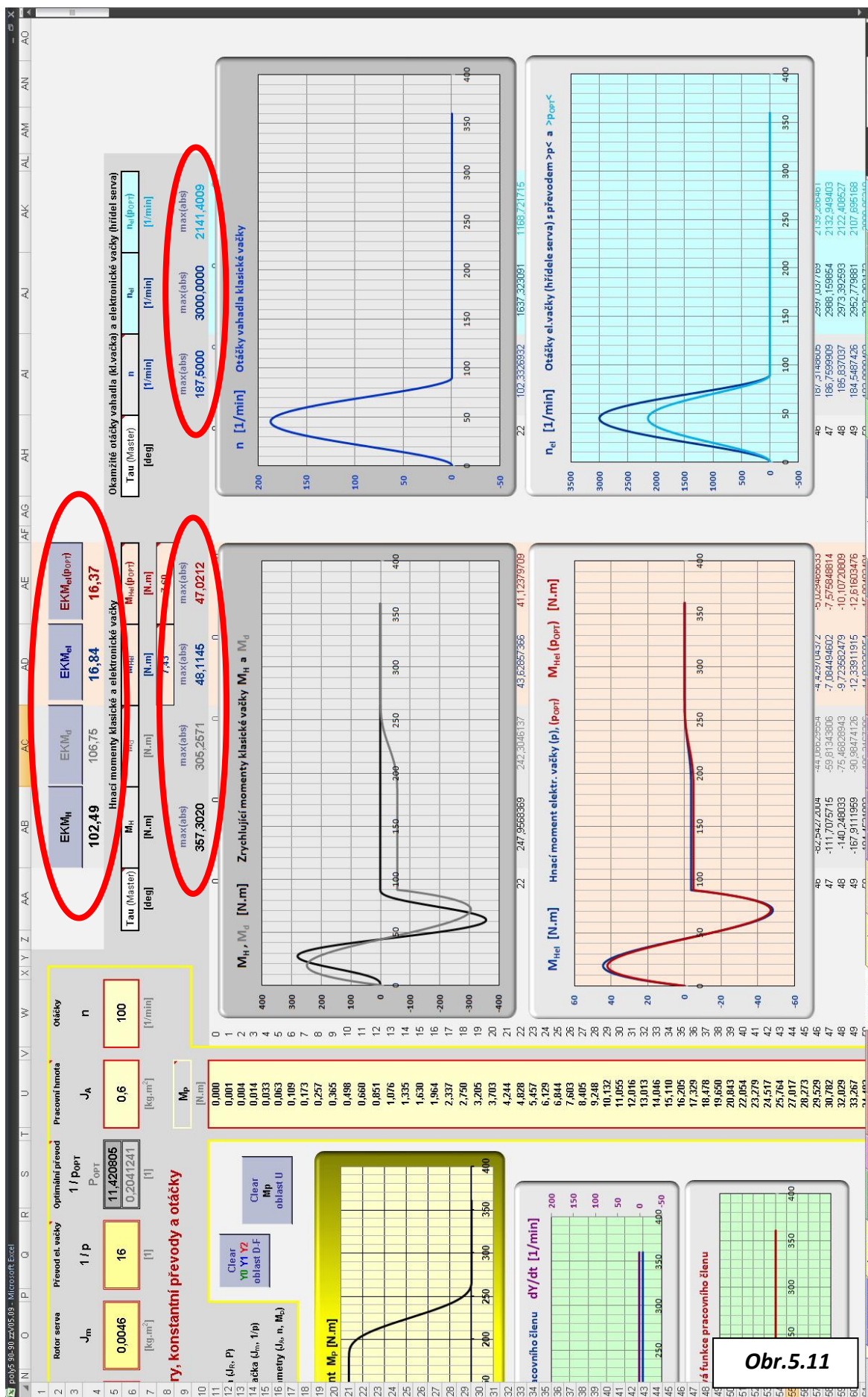
Pro optimální převod platí

$$E_{\text{mot}} = \frac{1}{2} J_m \omega_m^2 = \frac{1}{2} J_z \omega_z^2 = E_{\text{zát}}$$

100

Doc. Ing. Pavel Souček, DrSc.: SERVOMECHANISMY ve výrobních strojích
Vydavatelství ČVUT, Praha 2004





Na posledním obrázku *obr.5.12* je *scan* části katalogového listu krokových převodovek s radiálními vačkami firmy *ZZ-Antriebe, GmbH*. Kroku 90° na výstupu odpovídá v terminologii krokových mechanismů čtyřstopý výstup, resp. parametr „*Schaltchritte*“ (=4), úhlu zdvihu odpovídá parametr „*Schaltwinkel*“ (=90°). Velikost převodovky hledáme podle otáček „*Antriebsdrehzahl*“ (=100 [1/min]) a přípustného zátěžného momentu na výstupu „*Abtriebsmoment*“ (=305 [Nm]), kterému odpovídá maximální absolutní hodnota momentu M_d (=305,2571 [Nm]) výpočtu *KINstatDEG* a *KINstat*. Velikost převodovky je dána osovou vzdáleností vstupní a výstupní hřídele. Podle katalogu je velikost převodovky na hranici 125 a 160.

GETRIEBE-TYP: Y									
Schalt-schritte	Schalt-winkel	Getriebe-größe	Kurven-Typ	Beschleunigungs-kennwert	statisches Abtriebs-dreh-moment (Nm)	zulässiges Abtriebsmoment (Nm) bei Antriebsdrehzahl (1/min)			
Z	α			Ca		50	100	250	500
4	90°	63	1	5,53	100	60	50	40	30
		80	1	5,53	190	120	95	75	60
		100	1	5,53	400	235	190	145	115
		125	1	5,53	640	370	305	230	185
		160	1	5,53	1220	720	590	445	365
		200	1	5,53	1860	1070	870	660	535
	120°	63	1	5,53	100	55	45	35	30
		80	1	5,53	190	105	85	65	55
		100	1	5,53	400	215	175	130	110
		125	1	5,53	640	340	275	210	170
		160	1	5,53	1220	660	535	405	330
		200	1	5,53	1860	970	790	600	485
	150°	63	1	5,53	100	75	60	45	35
		80	1	5,53	190	150	120	95	75
		100	1	5,53	400	310	250	190	155
		125	1	5,53	640	510	415	315	255
		160	1	5,53	1220	990	810	620	500
		200	1	5,53	1860	1460	1190	910	730
		63	1	5,53	100	70	60	45	35
		80	1	5,53	190	140	115	90	70

Obr.5.12 Katalogový list krokových převodovek firmy *ZZ-Antriebe*

Příkladným metodickým postupem lze *dimenzovat servomotor* elektronické vačky na základě *pohybové funkce* pracovního členu mechanismu. Uvedený postup nepočítá s mechanickými ztrátami danými účinnostmi mechanismů a převodů kinematického řetězce mezi hřídelí servomotoru a pracovním členem. Tento problém je nutné posuzovat individuálně. Rovněž ve výběru klasické vačkové převodovky je nutné stanovit hnací motor s případným vstupním převodem. V případě pohybové funkce, která vyžaduje samostatnou konstrukci klasického vačkového mechanismu, je situace značně složitější, než je uvedený příkladný postup se standardním katalogovým vačkovým mechanismem.

6. Realizace zdvihových závislostí v řídicím systému elektronické vačky Yaskawa

Definovat zdvihovou závislost pracovního členu v závislosti na virtuální ose elektronické vačky je důležité, ale vlastní realizace pohybu (HW konfigurace a SW řídicího systému) je komplikovanější. V následujících odstavcích *kapitoly 6* bude popsáno, co všechno souvisí s touto realizací. Použité HW a SW prostředky firmy *Yaskawa* jsou k metodickému popisu vhodné, neboť výrobce neurčuje koncepci realizace, pouze poskytuje vynikající SW prostředí pro vývoj systému s přístupem na HW prostředky příslušné konfigurace. Popsané SW realizace jsou tedy vlastním autorizovaným vývojem.

V hrubých rysech lze řídicí systém aplikace elektronické vačky pro jednu pohybovou funkci, resp. jeden definovaný pohyb pracovního členu nazvat *jednoosým řídicím systémem*, který obsahuje obecně definované režimy manuálního a automatického pohybu pracovního pohybu. V režimu automatického pohybu je pak vlastní programový blok, který realizuje definovaný „vačkový“ pohyb. Tento jednoosý *strukturálně otevřený řídicí systém* lze koncipovat mnoha způsoby. Dále popsaná *stavová koncepce* byla vyvinuta autorem disertace (v rámci projektu *MPO Tandem*) ve spolupráci s Ing. J. Kondrem, CSc. a pro pochopení začlenění elektronické vačky do řídicího systému stroje je stručný popis stavové koncepce nezbytný. Programové bloky (funkce) realizující vlastní zdvihovou závislost pracovního členu jsou původním vývojem autora disertační práce. Prostředky firmy *Yaskawa* umožňují vytvořit komplexní řídicí systém stroje včetně libovolné komunikace, ve kterém je „vačkový pohyb“ součástí systému. Druhou variantou je možnost integrace jednoduchého systému elektronické vačky *Yaskawa* do nadřazeného původního řídicího systému stroje, např. Siemens. Další popis se týká první varianty.

6.1 Popis systému Yaskawa

Při popisu systému elektronické vačky *Yaskawa* (jak HW, tak SW konfigurace) bude použito níže uvedených symbolů a zkratk, které jsou kombinací obecně známých termínů a názvů proměnných nebo zavedených symbolů a zvyklostí kódu programu vývojového prostředí firmy *Yaskawa*.

PLC ... *Programmable Logic Controller*, Programovatelný logický automat (HW, SW)

MP2300, MP2300S ... *Controller*, kontroler (HW)

MPE720 ... Vývojové programové prostředí pro *PLC* a *MOTION* (SW) v *Controlleru*

HMI ... *Human Machine Interface*, Komunikace systému s uživatelem (dotyková obrazovka)

Ladder ... *Ladder Diagram*, Oblast *MPE720* pro programování *PLC* („žebříkový“ program)

Rung ... Jeden řádek („příčka“) v *Ladder* programu

Motion ... Oblast *MPE720* pro programování souvislých pohybů

Scan ... doba průchodu programovou oblastí *PLC* (časový vzorek *PLC*)

HSS ... *High-Speed Scan*, Rychlý scan (hlavní priorita)

LSS ... *Low-Speed Scan*, Pomalý scan (vedlejší priorita)

DWG.A ... *Drawing A*, Proces, Program, Podprogram provedený při startu systému

DWG.I ... *Drawing I*, Proces, Program, Podprogram provedený při přerušení

DWG.H ... *Drawing H*, Proces, Program, Podprogram provedený v režimu *High-Speed Scan*

DWG.L ... Drawing L, Proces, Program, Podprogram provedený v režimu *Low-Speed Scan*

SEE ... Volání programu, podprogramu v režimu *High-Speed Scan* a *Low-Speed Scan*

MSEE ... Volání programu, podprogramu *MOTION* v režimu *High-Speed Scan*

FUNC ... Uživatelská funkce programovaná v oblasti *PLC*

B, W, L, F, A ... Datové typy: *Bit*, *Word (Integer)*, *Long (Double)*, *Float (Real)*, *Address*

S, M, D, I, O, C ... Registry typu:

systemový (*S*), globální (*M*), lokální (*D*),
vstup (*I*), výstup (*O*), konstanta (*C*)

Dále následují obecně známé prvky *Ladder* programu týkající se bitových proměnných:

NOC ... Otevřený kontakt (v klidovém stavu otevřený – OFF rozpojený)

NCC ... Uzavřený kontakt (v klidovém stavu uzavřený – OFF spojený)

TON ... *Timer*, Časovač (hodnota proměnné se zpožděním na ON)

TOFF ... *Timer*, Časovač (hodnota proměnné se zpožděním na OFF)

ON-PLS ... Náběžná hrana

OFF-PLS ... Seběžná hrana

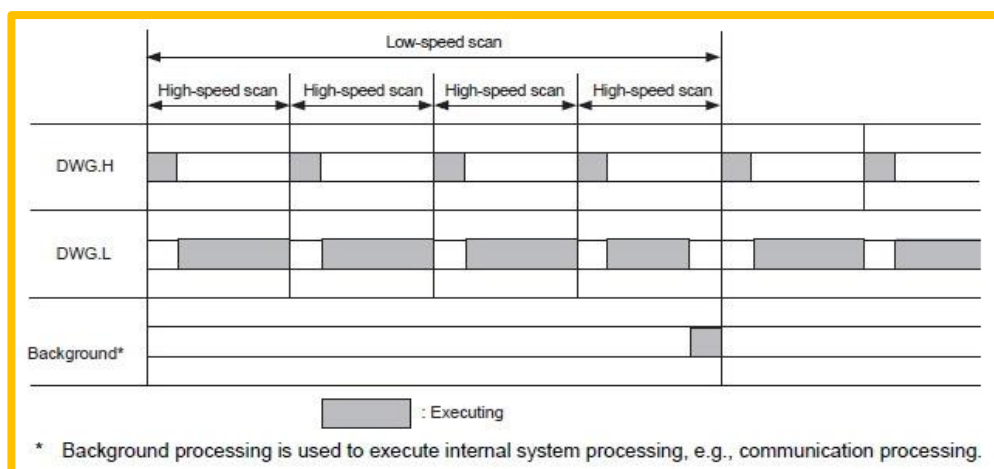
COIL ... Cívka (hodnota proměnné ON nebo OFF)

S-COIL ... Cívka (hodnota proměnné definovaná na ON)

R-COIL ... Cívka (hodnota proměnné definovaná na OFF)

HW komponenty, ze kterých se skládá elektronická vačka *Yaskawa*, jsou popsány v kapitole 1.7 *Mechanismy s elektronickou vačkou*. Dále jsou v textu pro svoji srozumitelnost použité obrázky z firemních manuálů (žlutě orámované). Popis je podle nich omezen na minimální rozsah, který je nutný vzhledem ke koncepci SW řídicího systému.

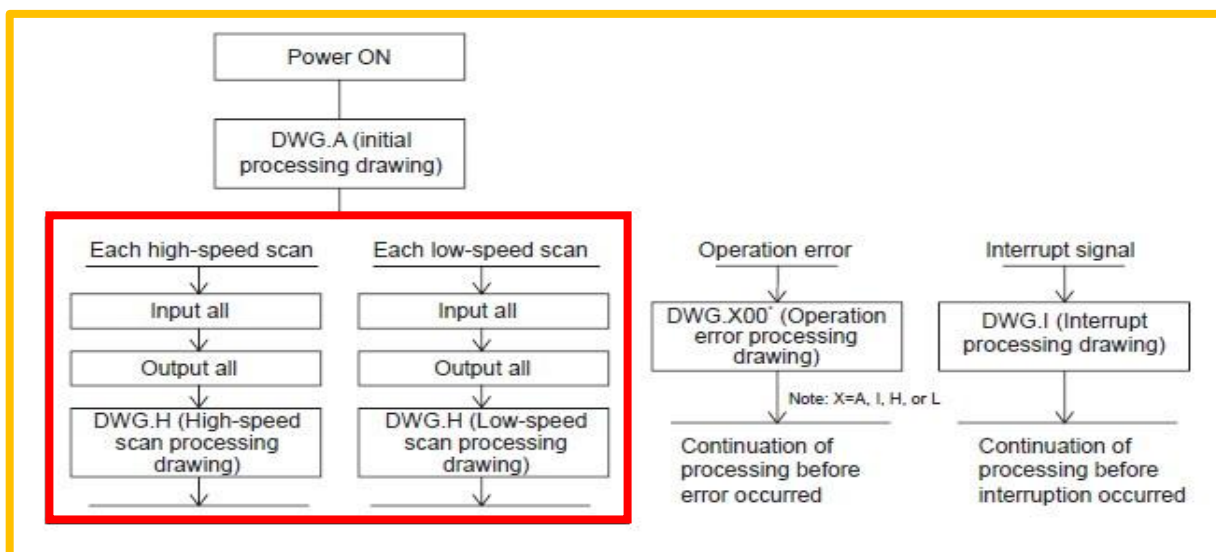
Controller MP2300/S pracuje v ustáleném režimu ve dvou typech *Scanů* (*HSS* a *LSS*) podle obrázku *obr.6.1* s prioritou podle *obr.6.2*.



Obr.6.1 Časový diagram režimů HSS a LSS

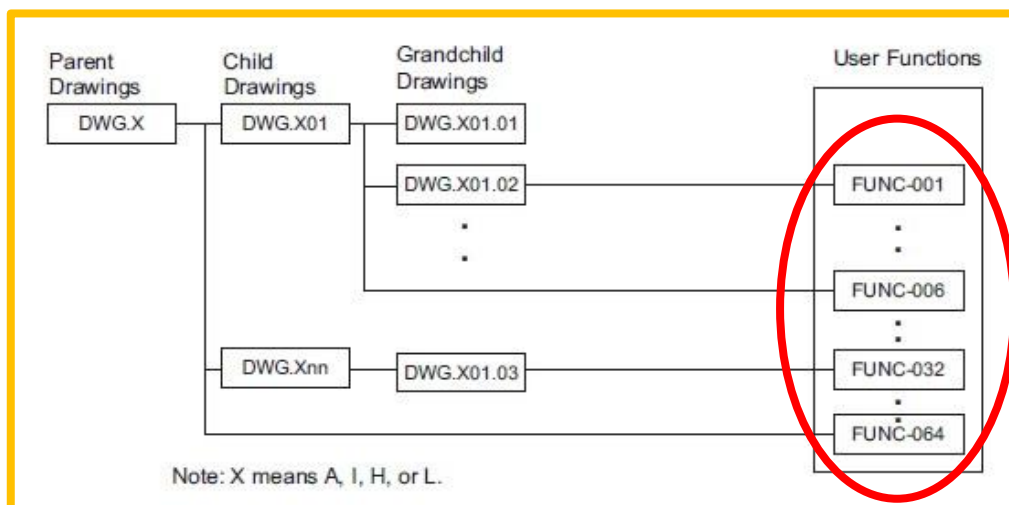
Výčet a priority při výkonu jednotlivých DWG.X zobrazuje obr.6.2.

Type of Parent Drawing	Function	Priority	Execution Conditions	Max. No. of Drawings
DWG.A (Drawing A)	Startup processing	1	Power ON (Executed once only, when power turned ON)	64
DWG.I (Drawing I)	Interrupt processing	2	External interrupt (executed by Option Module DI interrupt or counter match interrupt)	64
DWG.H (Drawing H)	High-speed scan processing	3	Scheduled cycle startup (Executed each high-speed scan)	200
DWG.L (Drawing L)	Low-speed scan	4	Scheduled cycle startup (Executed each low-speed scan)	500



Obr.6.2 Priorita a schéma činnosti DWG.X v režimu PLC

Jednotlivé DWG.X mají tři úrovně vnoření s možností volání uživatelských funkcí FUNC podle obr.6.3.



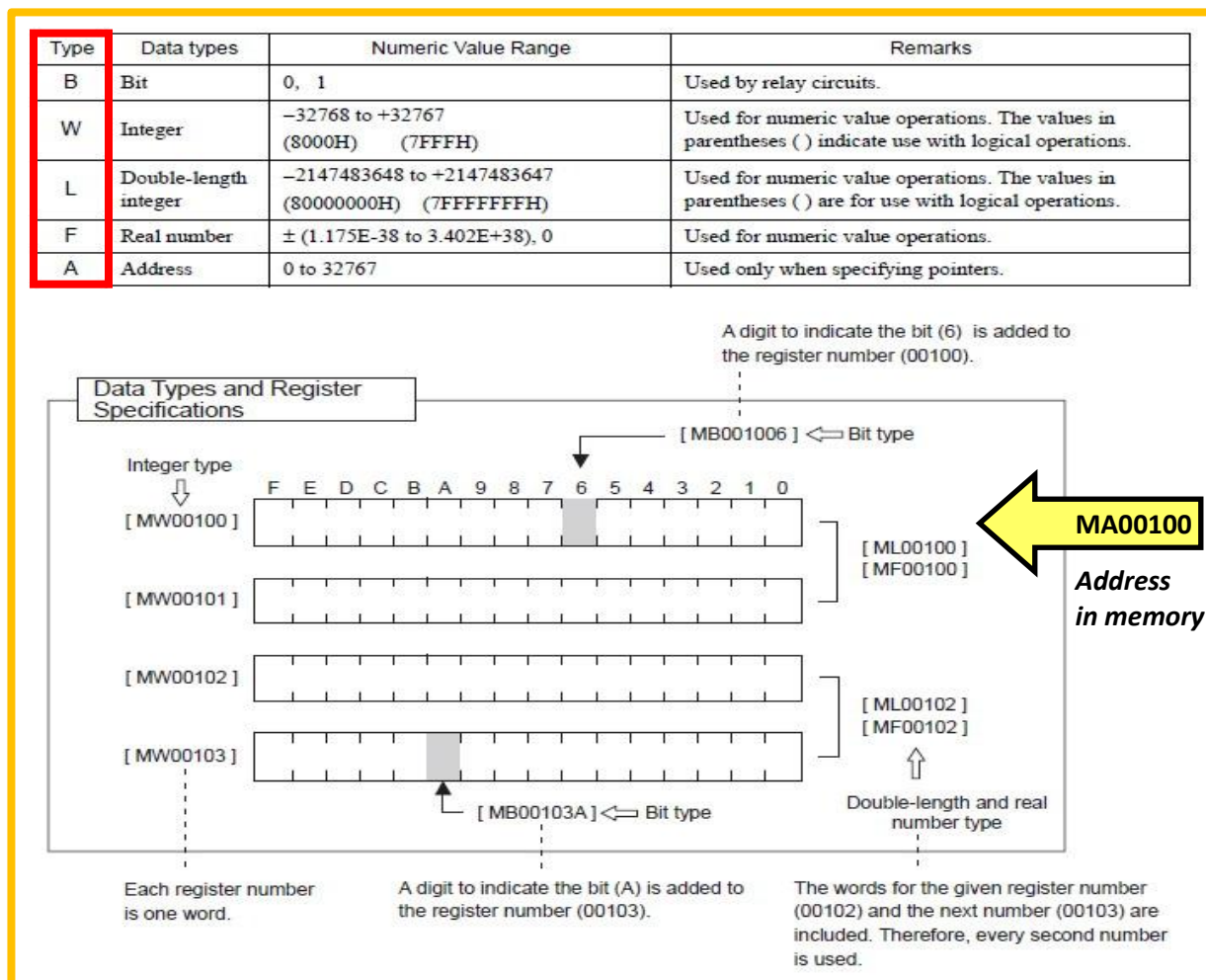
Obr.6.3 Vnoření DWG.X s voláním uživatelských funkcí FUNC

Systém registrů je uveden na *obr.6.4*. Registrům *M*, *C* a *D* lze přiřadit název proměnné a tak ji přehledně používat v programu řídicího systému.

Type	Name	Specification Method	Range	Details	Characteristics
S	System registers	SB, SW, SL, SFnnnnn (SAnnnnn)	SW00000 to SW08191	Registers provided by the system. SW00000 to SW00049 are cleared to all zeros when the system starts.	Common to all drawings
M	Data registers	MB, MW, ML, MFnnnnn (MAnnnnn)	MW00000 to MW65534	Registers shared by all drawings. Used, e.g., as an interface between drawings.	
I	Input registers	IB, IW, IL, IFhhhh (IAhhhh)	IW0000 to IW13FFF	Registers used for input data.	
O	Output registers	OB, OW, OL, OFhhhh (OAhhhh)	OW0000 to OW13FFF	Registers used for output data.	
C	Constants registers	CB, CW, CL, CFnnnnn (CAnnnnn)	CW00000 to CW16383	Registers that can only be called from programs.	Unique to each drawing
#	# registers	#B, #W, #L, #Fnnnnn (#Annnnn)	#W00000 to #W16383	Call-only registers Can be called only by corresponding drawing. The usage range is set by the user using MPE720.	
D *	D registers	DB, DW, DL, DFnnnnn (DAnnnnn)	DW00000 to DW16383	Internal registers unique to each drawing. Can be used only by corresponding drawing. The usage range is set by the user using MPE720.	

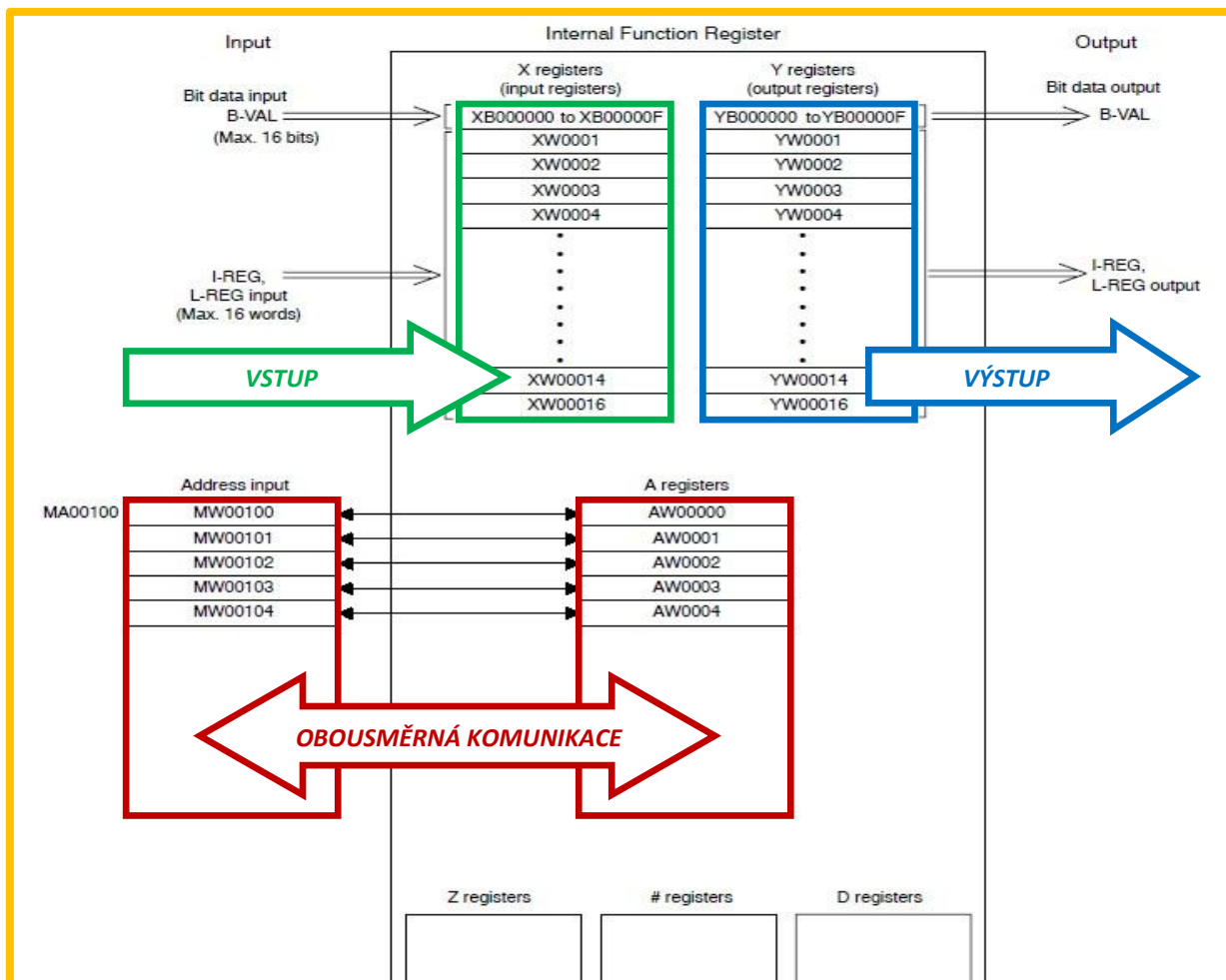
Obr.6.4 Typy registrů

Registry, resp. proměnné jsou datové typy podle *obr.6.5*.



Obr.6.5 Datové typy registrů

Významnými „objekty“ v koncepci SW řídicího systému jsou uživatelské funkce *FUNC*. Jejich spojení (volání) s *DWG.X* je schématicky znázorněno na *obr.6.3*. Datová komunikace mezi *DWG.X* a *FUNC* je pak na *obr.6.6*.

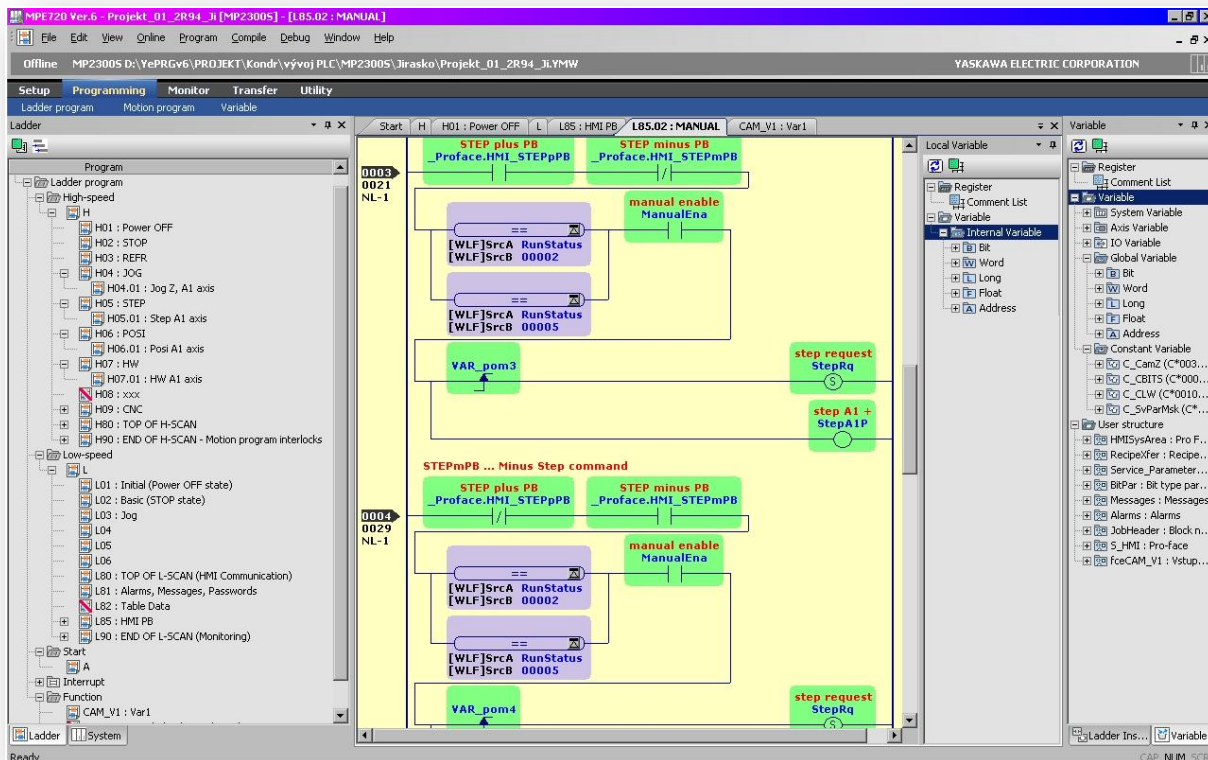


The following table shows the registers that can be used with each function.

Type	Name	Specification Method	Range	Details	Characteristics
X	Function input registers	XB, XW, XL, XFnnnnn	XW00000 to XW00016	Input to functions Bit input: XB000000 to XB00000F Integer input: XW00001 to XW00016 Double-length integer input: XL00001 to XL00015	Unique to each function
Y	Function output registers	YB, YW, YL, YFnnnnn	YW00000 to YW00016	Output from functions Bit output: YB000000 to YB00000F Integer output: YW00001 to YW00016 Double-length integer output: YL00001 to YL00015	
Z	Internal function registers	ZB, ZW, ZL, ZFnnnnn	ZW0000 to ZW00063	Internal registers unique to each function Can be used for function internal processing.	
A	External function registers	AB, AW, AL, AFhhhh	AW0000 to AW32767	External registers with the address input value as the base address. For linking with S, M, I, O, #, and DAnnnnn.	
#	# registers	#B, #W, #L, #Fnnnnn (#Annnnn)	#W00000 to #W16383	Call-only registers Can be called only from the relevant function. The usage range is set by the user using MPE720.	
D	D registers	DB, DW, DL, DFnnnnn (DAnnnnn)	DW00000 to DW16383	Internal registers unique to each function. Can be called only the relevant function. The usage range is set by the user using MPE720.	

Obr.6.6 Datová komunikace mezi *DWG.X* a uživatelskou funkcí *FUNC*

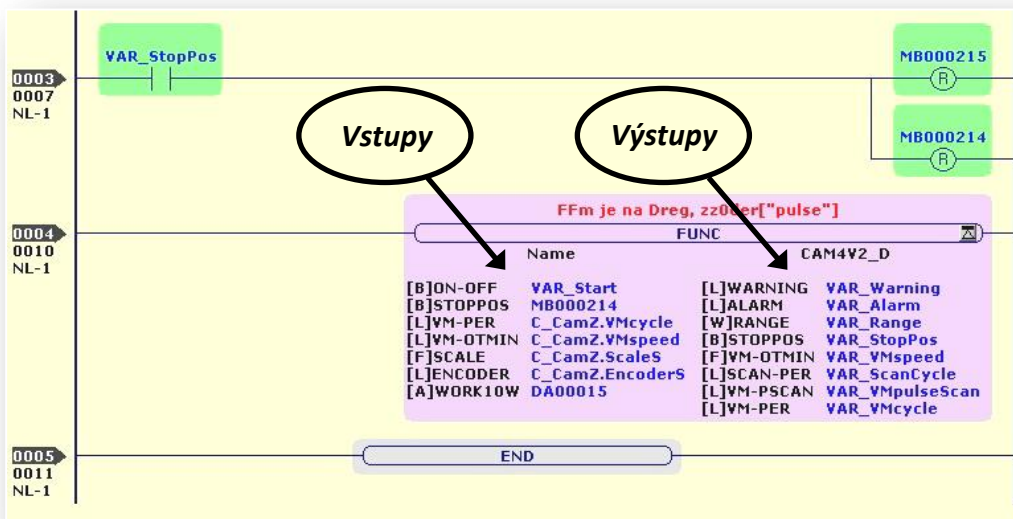
Hierarchie, logika vnořených *DWG.X*, množství uživatelských funkcí a jejich volání, systém lokálních a globálních proměnných, to vše je již v režii programátora *PLC* ve vývojovém prostředí *MPE720*, jak je ukázáno na příkladu jednoosého řídicího systému na *obr.6.7*.



Obr.6.7 Vývojové prostředí MPE720 verze 6 (Ladder Diagram)

V levé části *obr.6.7* je strom *DWG.X* a funkcí *FUNC* v režimu *HSS* a *LSS*. V pravé části jsou definované lokální a globální proměnné. Ve středním okně (žlutě podbarveném) je vlastní vývojový *Ladder Diagram* se záložkami jednotlivých *DWG.X*.

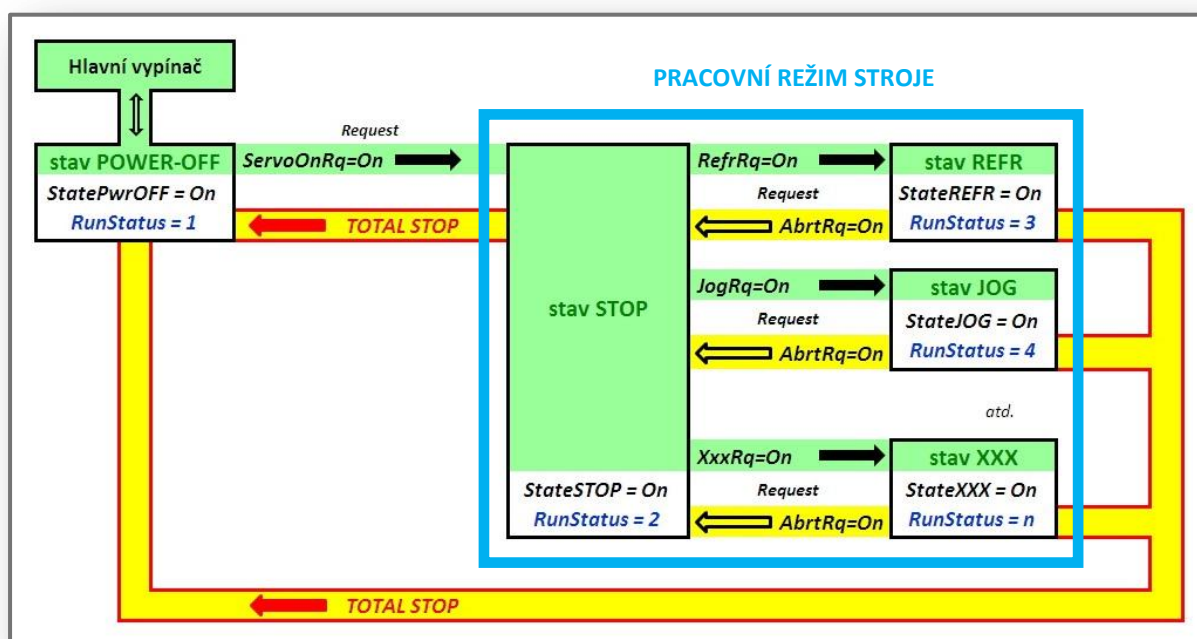
Na *obr.6.8* je ukázka volání uživatelské funkce v *Ladder Diagram* se vstupy v levém sloupci a výstupy v pravém sloupci s různou kombinací názvů použitých registrů, resp. uživatelem definovaných proměnných (např. lokální *VAR_Start*, konstanty *C_...* a další).



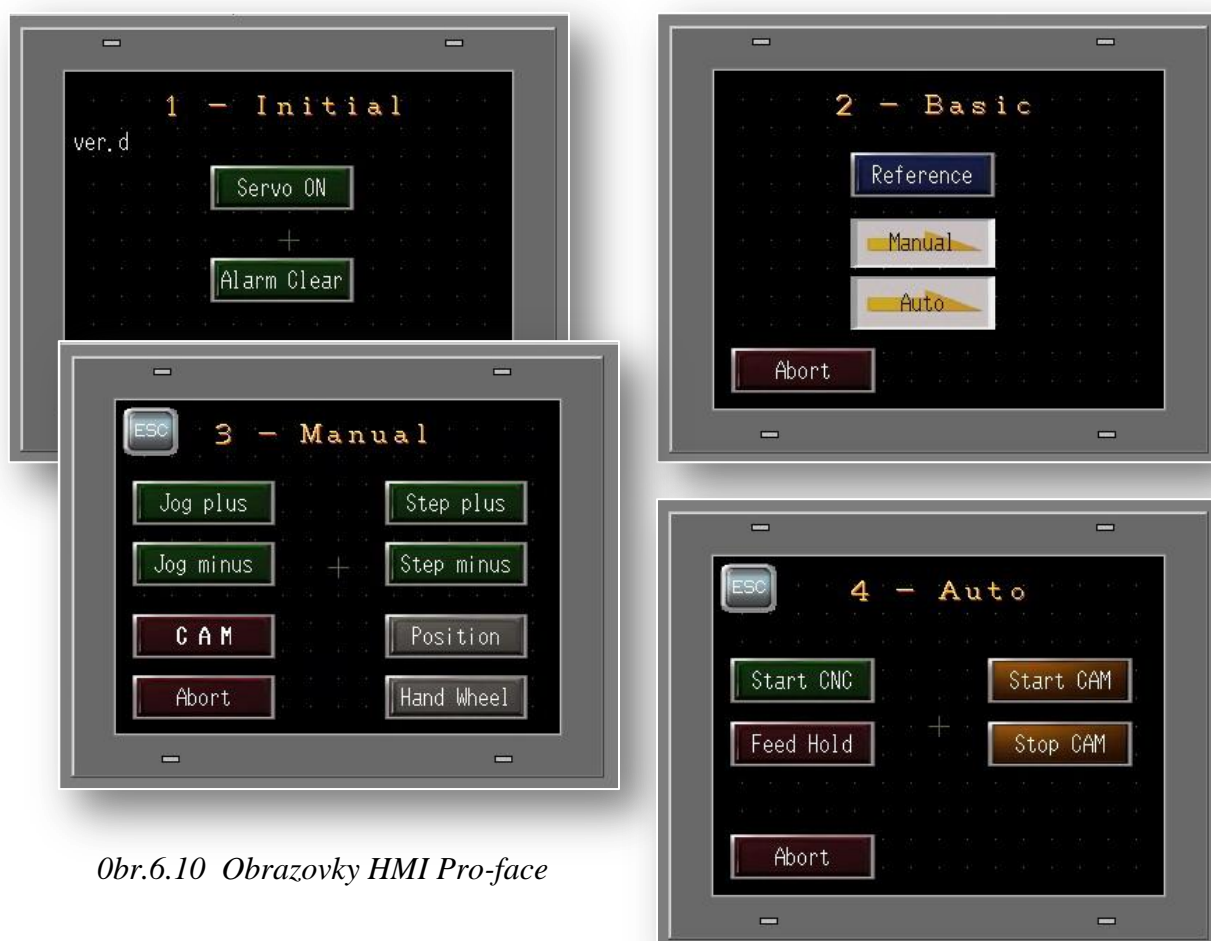
Obr.6.8

Uživatelská funkce
CAM4V2_D

6.2 Popis stavového jednoosého řídicího systému stroje



Obr.6.9 Schéma stavového řídicího systému stroje



Obr.6.10 Obrazovky HMI Pro-face

Stavové schéma řídicího systému stroje je na *obr.6.9*. Výčet stavů stroje se stručným charakteristickým popisem následuje v dalším textu. Symbolický popis *PLC* a ovládací tlačítka na *HMI*, v našem případě dotyková obrazovka firmy *Pro-face*, jsou pro konkrétní aplikaci modifikována. Základní struktura *PLC* však zůstává. Obrázky z *HMI* jsou kopie obrazovek programu *GP-ProEX* firmy *Pro-face* (Japonsko) a jsou na *obr.6.10*.

Komunikace systému prostřednictvím HMI a vazba na stavy stroje

Komunikace je zprostředkována protokolem *Memobus* (Yaskawa) systémovou funkcí v *DWG.L (L80)*. Důležitá je ta skutečnost, že stiskem tlačítka na *HMI* se definuje s *ON-PLS* bit *Request=On* (např. *JogRq=On*), který představuje globální komunikační proměnnou, týkající se příslušného stavu stroje (viz. *obr.6.9*). Tlačítka na *HMI* jsou sdružována nebo členěna do skupin (obrazovek) podle níže uvedených pravidel. Bývá obvyklé dodržovat jisté zvyklosti členění do skupin, které jsou ve své nejzákladnější podobě na *obr.6.10*. Tyto základní skupiny jsou:

- první obrazovka ***1-Initial*** se zobrazuje po zapnutí stroje, systém je napájen 24 V, stykače napájení servopohonů 3x400V nejsou sepnuty, sepnutí bude provedeno volbou *Servo ON*,
stroj je ve stavu **POWER-OFF**
- obrazovka ***2-Basic*** se zobrazuje po volbě *Servo ON*, stykače napájení 3x400 V jsou sepnuty, možnost další volby ve stromu menu podle aplikace,
stroj je ve stavu **STOP**
- obrazovka ***3-Manual*** představuje skupinu tlačítek manuálního režimu
stroj je ve stavu podle volby manuálního režimu
- obrazovka ***4-Auto*** představuje skupinu tlačítek automatického režimu
stroj je ve stavu podle volby automatického režimu

Minimálně existují dvě obrazovky, a to ***1-Initial*** a ***2-Basic***, které reprezentují první dva stavy stroje ***POWER-OFF***(24 V) a ***STOP***(24 V, 3x400 V). Tyto první dva stavy *jsou svázány s volbou obrazovky*, přičemž ***1-Initial*** nabíhá po zapnutí stroje a ***2-Basic*** je jediná možnost pokračování, od které je možné další libovolné větvení do stromu menu. Okamžité obrazovky nad stav ***STOP***, které jsou zobrazeny na *HMI*, nemají vazbu na stav stroje.

Tlačítka *Abort* jsou na každé obrazovce (kromě ***1-Initial***) ve významu podle *obr.6.9*, tj. návrat do stavu ***STOP***. Protože od stavu ***STOP*** není vazba obrazovek na stav stroje, je možné v určitém stavu stroje listovat obrazovkami a stiskem tlačítka *Abort* musí být umožněno daný stav zrušit, např. při hrozbě kolize pracovního členu s jiným objektem.

Stav 1: *POWER-OFF* (*RunStatus* = 1, *StatePwrOFF* = On)

Po zapnutí hlavního vypínače stroje dojde k inicializaci systému *Controlleru MP2300/S* a na *HMI* je automaticky obrazovka ***1-Initial*** podle *obr.6.10*. Hodnota proměnné *RunStatus* = 1 a obrazovka ***1-Initial*** na *HMI Pro-face* může být definována v *DWG.A*. Stykače napájení 3x400 V nejsou sepnuty.

Do stavu *POWER-OFF* se systém dostane z jiného stavu po přerušení komunikace systému s *HMI*, při nesplnění některých podmínek bezpečnostního obvodu (bezpečnostní relé) nebo při stisku hardwarového tlačítka *TOTAL STOP* (*OFF-PLS* v *DWG.L*, relé *KA21* v *DWG.H80*). Bezpečnostní obvod a s tím spojená problematika nebude dále rozebírána.

Stav 2: STOP (*RunStatus* = 2, *StateSTOP* = On)

Do tohoto stavu je stroj uveden definováním proměnné *ServoOnRq=On* a to pouze ze stavu *POWER-OFF* v *DWG.L01* nebo definováním proměnné *AbtrRq=On* (*Abort*) z jiných stavů kromě *POWER-OFF* v modře orámované oblasti podle *obr.6.9*. Stav *STOP* je základní nejnižší úroveň stavu stroje v pracovním režimu (servoměnič je napájen napětím 3x400 V) a je zde volba/tlačítko najetí do referenčního bodu.

Ze stavu *STOP* se změna stavu děje následovně:

- stisk tlačítka na *HMI* definuje *Bit* proměnná *XxxRq=On* (*Request*)
(např. stisk *Reference* na obrazovce 2-Basic definuje *RefrRq=On*)
- na základě *XxxRq=On* se definuje *Integer* proměnná *RunStatus=1* v *DWG.H02*
(např. *RunStatus=3*)
- *RunStatus* v *DWG.H* definuje *Bit* proměnnou *StateXxx*
(např. *StateJog=On*)
- *StateXxx* aktivuje stav *Xxx* voláním *SEE H...* v *DWG.H*
(např. *StateJog=On* volá *SEE H04*)
- pokud není definován *AbtrRq=On*, *RunStatus* si drží definovanou hodnotu *Integer*
- je-li definován *AbtrRq=On*, pak *RunStatus=2* a dojde k návratu do stavu *STOP*
- změna stavů je možná pouze průchodem přes stav *STOP* (*obr.6.9*)

Dále následuje výčet stavů manuálního a automatického režimu. Příslušná tlačítka na *HMI* jsou na *obr.6.10*.

Stav 3: REFR (*RunStatus* = 3, *StateREFR* = On)

Stav najíždění do referenčního bodu encoderu servomotoru. Stav lze přerušit nebo ho po dojetí opustit stiskem tlačítka *Abort* (*AbtrRq=On*) na libovolné obrazovce.

Stav 4: JOG (*RunStatus* = 4, *StateJOG* = On)

Stav manuálního režimu. Při stisknutí tlačítka se osa pohybuje konstantní rychlostí v kladném nebo záporném smyslu definovanou rychlostí.

Stav 5: STEP (*RunStatus* = 5, *StateSTEP* = On)

Stav manuálního režimu. Po stisknutí tlačítka se osa pootočí o definovaný krok v kladném nebo záporném smyslu.

Stav 6: POSI (*RunStatus* = 6, *StatePOSI* = On)

Stav manuálního režimu. Po stisknutí tlačítka se osa natočí do definované polohy.

Stav 7: HW (*RunStatus* = 7, *StateHW* = On)

Stav manuálního režimu. Jde o externí encoder ve funkci ručního kolečka (*Hand Wheel*). Po definování velikosti jednoho pulsu externího encoderu se osa natočí o definovaný krok ve smyslu otáčení ručního kolečka.

Stav 8: CAM ($RunStatus = 8$, $StateCAM = On$)

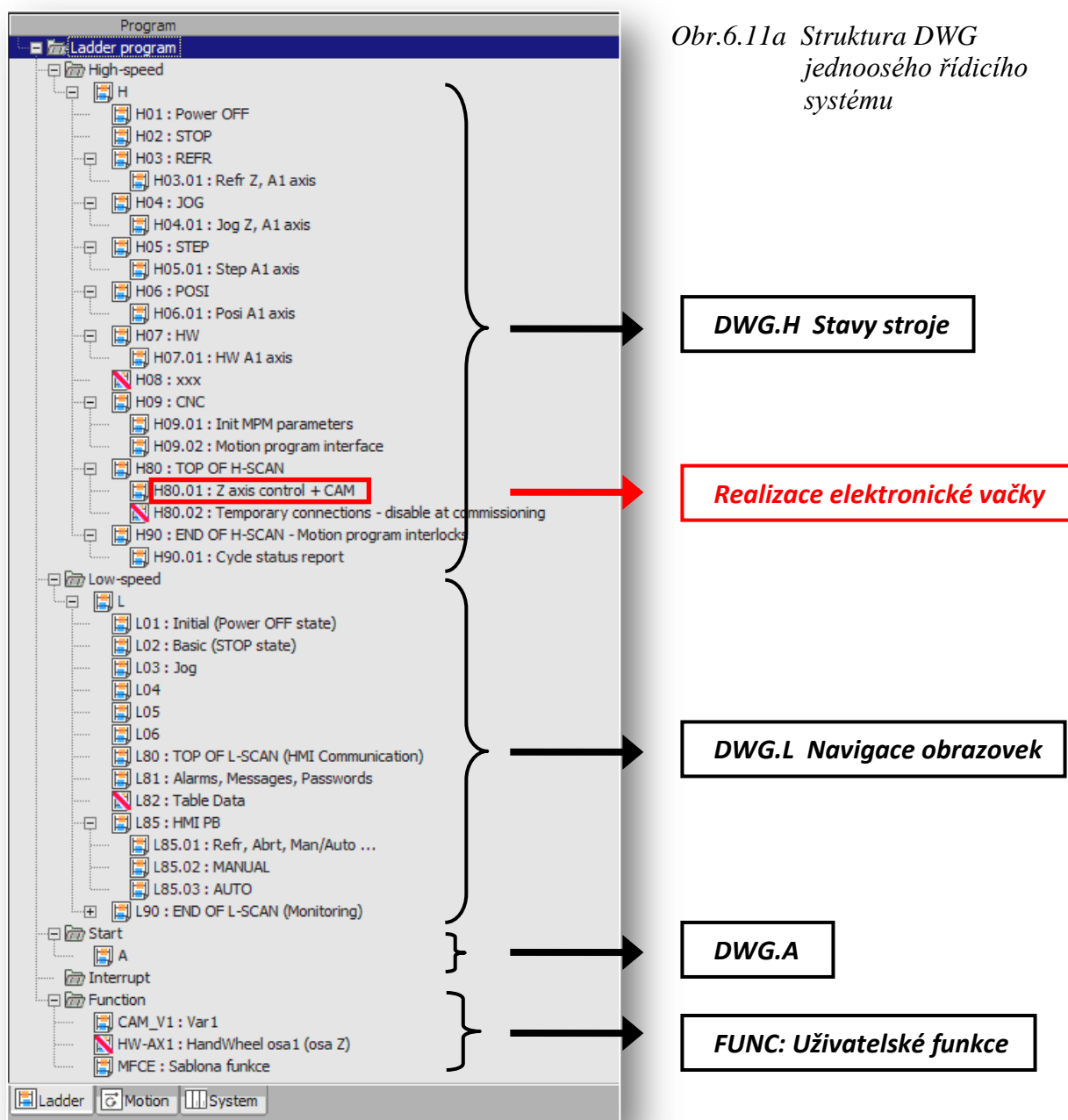
Stav automatického režimu. Po stisknutí tlačítka *Start CAM* se spustí pohybová funkce elektronické vačky. Podrobný popis vlastní funkce je v dalších kapitolách.

Stav 9: CNC ($RunStatus = 9$, $StateCNC = On$)

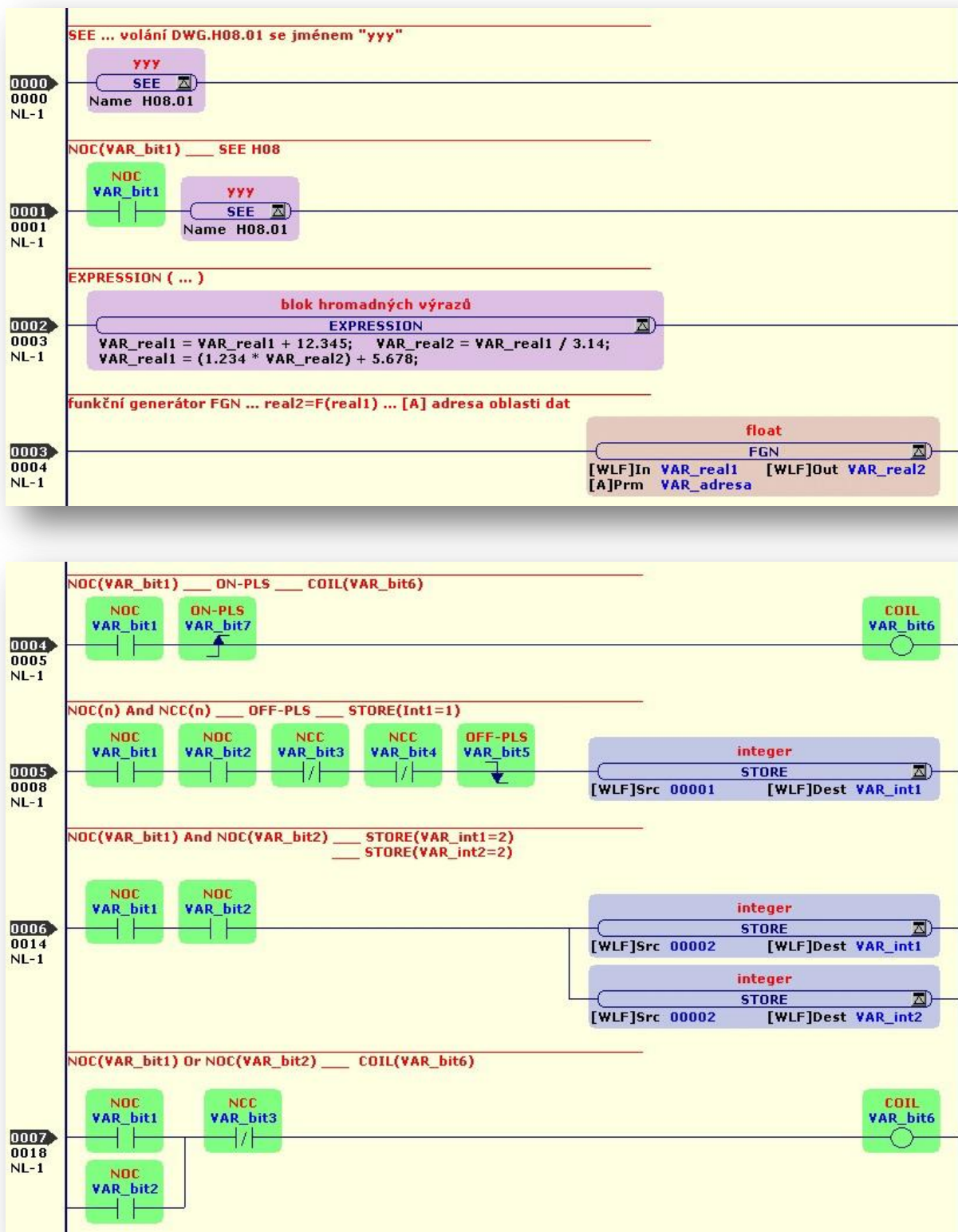
Stav automatického režimu. Po stisknutí tlačítka *Start CNC* se vykoná program z oblasti *Motion*. Protože oblast *Motion* není pro realizaci elektronických vaček podstatná a předmětem realizace pohybové funkce je oblast *PLC*, nebudeme se dále touto oblastí zabývat. Pouze je připomenuto, že v oblasti *Motion* se programují souvislé pohyby, např. technologické pohyby os při CNC obrábění (frézování, broušení) vaček.

6.2.1 Struktura Ladder programu

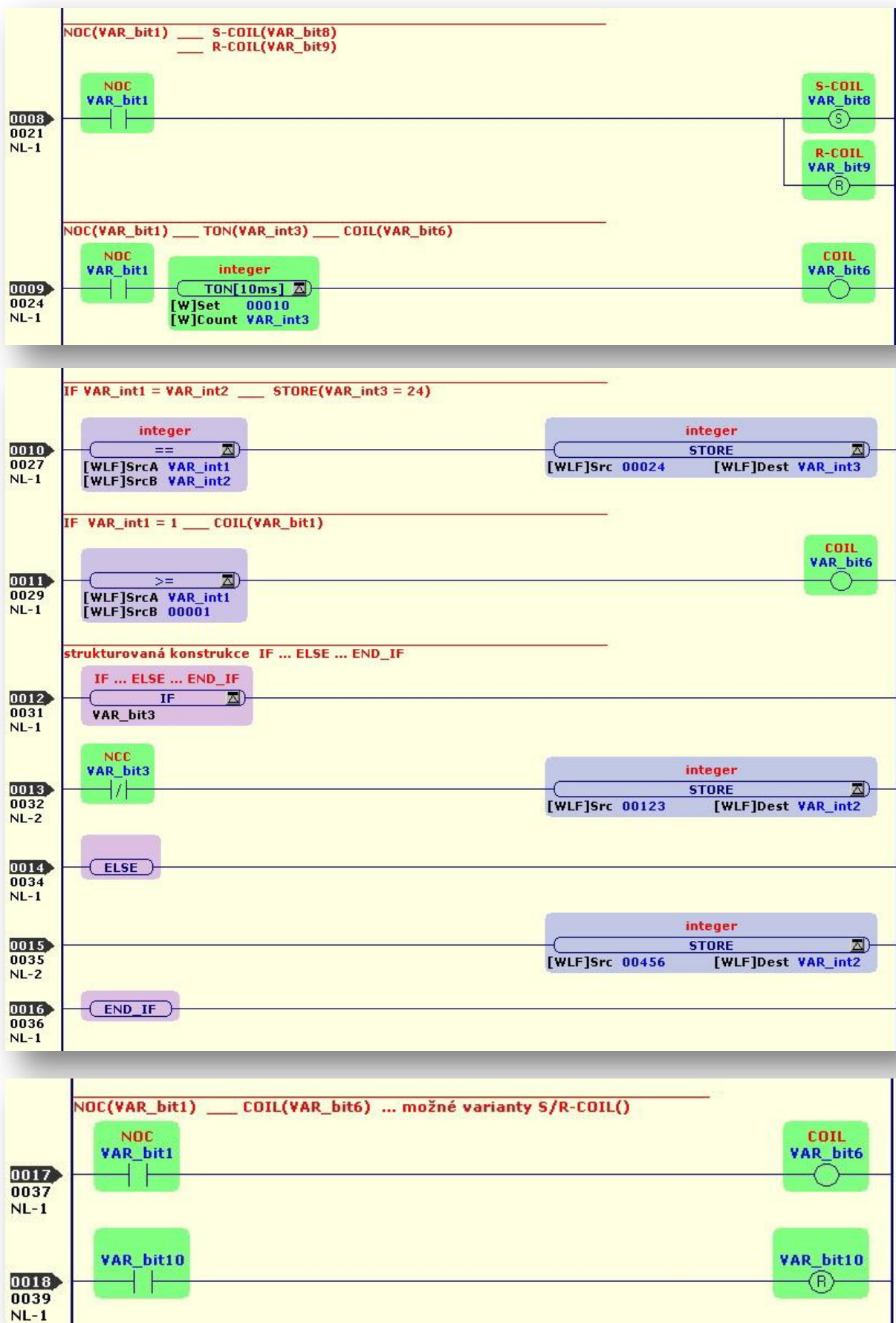
Na obr.6.11a je struktura modulů *DWG* a *FUNC* jednoosého řídicího systému na základě obr.6.3. Dále jsou popsány algoritmy *DWG.L* a *DWG.H*.



Symbolický zápis kódu *Ladder* programu *PLC* je popsán základními logickými a strukturovanými konstrukcemi příkladných *Rungů* podle *obr.6.11b*. V symbolickém zápisu jsou typově odpovídající *Rungy* označeny svým číselným pořadovým kódem (např. 0009). Nejde o ekvivalenci, ale jde o základní představu tvorby symbolického zápisu algoritmu.



Obr.6.11b Příklady logických a strukturovaných konstrukcí Ladder programu (1. část)



Obr.6.11b Příklady logických a strukturovaných konstrukcí Ladder programu (2. část)

6.2.2 Algoritmus DWG.L (Low-Speed-Scan)

K popisu algoritmu bude použito obecně známých strukturovaných konstrukcí jazyka VBA (Visual Basic for Applications), symbolů bitových proměnných a příkazů *Ladder Diagram* Yaskawa definovaných na začátku této kapitoly. Komentář *//* se vždy vztahuje k následujícímu *Rungu* bez odsazení mezi řádky. Program *PLC* si lze představit jako bezpodmínečný cyklus *For-Next*, kdy každý průchod cyklem má konstantní časový krok. Symbolický zápis hlavního algoritmu oblasti *PLC* v *DWG.L* je následující:

```
DWG.L // Navigace po obrazovkách
      // Každý řádek je samostatný Rung ____

For
SEE L80 // TOP OF L-SCAN ... HMI komunikace MSG-RCV 0000
SEE L81 // Alarms, Messages, Passwords
SEE L85 // HMI PB ... definice Request (XxxRq=On), obr.6.12
      // na HMI jako globální proměnné MB...

      // Při porušení podmínek PRACOVNÍHO REŽIMU STROJE
      // je na HMI definována obrazovka 1-Initial (obrazovka 1)
      // NOC/NCC(n) je ve významu kombinace kontaktů
NOC(n) And NCC(n) ____ OFF-PLS ____ STORE(SysA.ChangeToScreen=1) 0005

IF SysA.ChangeToScreen = SysA.CurScreen ____
      ____ STORE(ActScr = SysA.ChangeToScreen) 0010

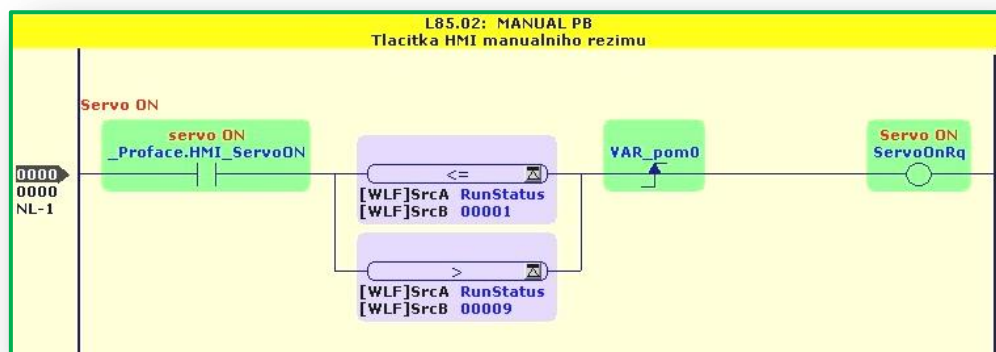
      // Definování bitové proměnné podle aktuální obrazovky 0011
IF ActScr = 1 ____ COIL(Sc1)
IF ActScr = 2 ____ COIL(Sc2)
IF ActScr = 3 ____ COIL(Sc3)
IF ActScr = 4 ____ COIL(Sc4)

      // Událostní bity aktuálních obrazovek (libovolný počet obrazovek) 0004
NOC(Sc1) ____ ON-PLS ____ COIL(Sc1OS)
NOC(Sc2) ____ ON-PLS ____ COIL(Sc2OS)
NOC(Sc3) ____ ON-PLS ____ COIL(Sc3OS)
NOC(Sc4) ____ ON-PLS ____ COIL(Sc4OS)

      // Volání DWG.L0x podle aktuálních obrazovek (libovolný počet obrazovek) 0001
NOC(Sc1) ____ SEE L01 // obrazovka 1-Initial
NOC(Sc2) ____ SEE L02 // obrazovka 2-Basic; L02 prozatím prázdný DWG
NOC(Sc2) ____ SEE L03 // obrazovka 3-Manual; L03 prozatím prázdný DWG
NOC(Sc2) ____ SEE L04 // obrazovka 4-Auto; L04 prozatím prázdný DWG

SEE L90 // END OF L-SCAN ... monitorování veličin a mechanismů
```

Next



Obr.6.12

L85.02

DWG.L01 // Každý řádek je samostatný Rung ____// Konstrukce IF...END_IF s podmínkou událostního bitu je v každém L0x **0012****IF** Sc10S**STORE**(RunStatus = 1) // Definuje se pouze v 1. scanu činnosti L01 (obecně v L0x)**END_IF**// ServoOnRq zde ještě nedefinuje fyzicky **ServoOn** = 0, to se děje bezprostředně **0006**

// v DWG.H80 (TOP OF H-SCAN) prostřednictvím RunStatus a SysA.ChangeToScreen

NOC(ServoOnRq) And **NOC**(bezpečnostní obvod) ____ **STORE**(RunStatus=2)____ **STORE**(SysA.ChangeToScreen=2)

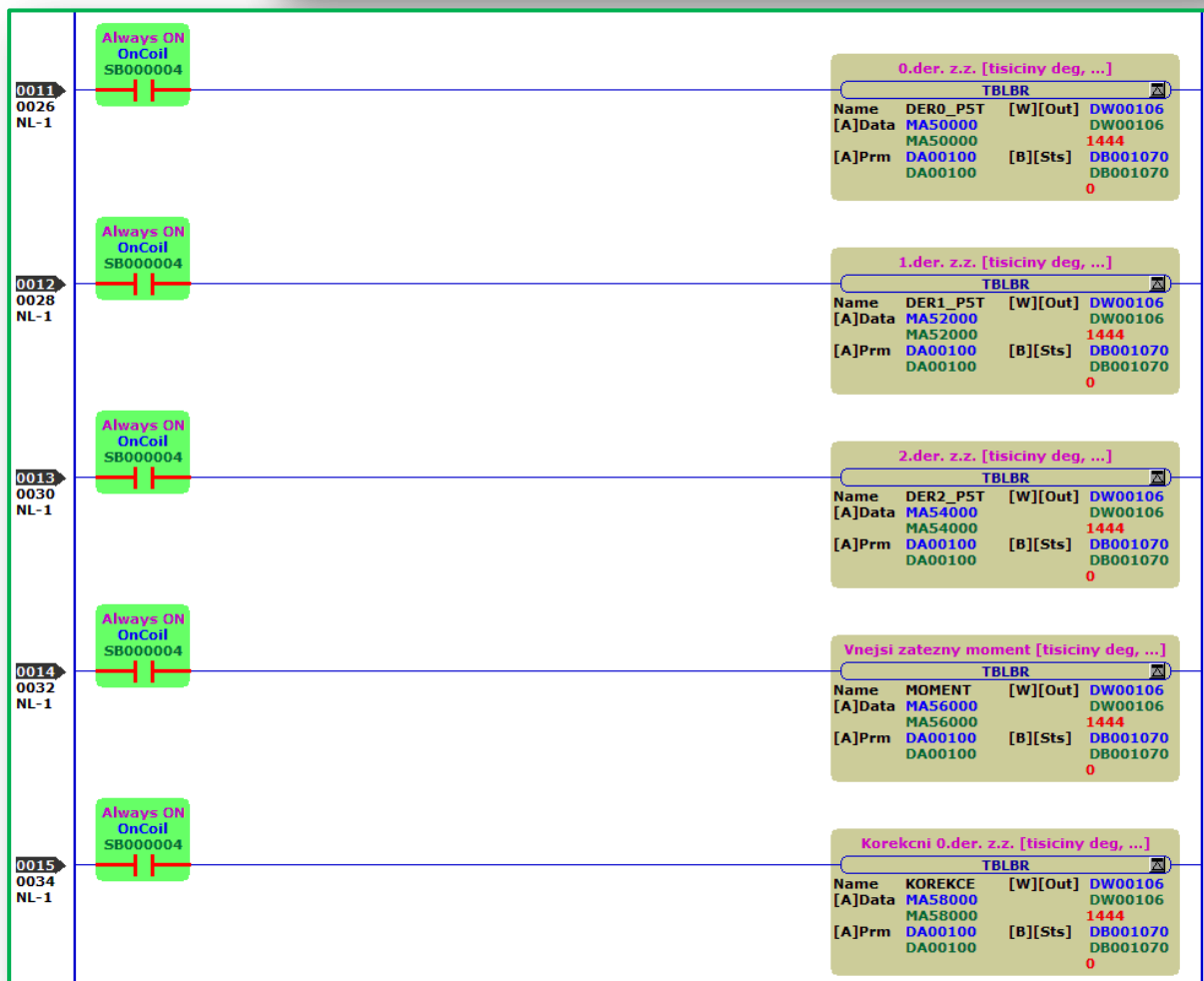
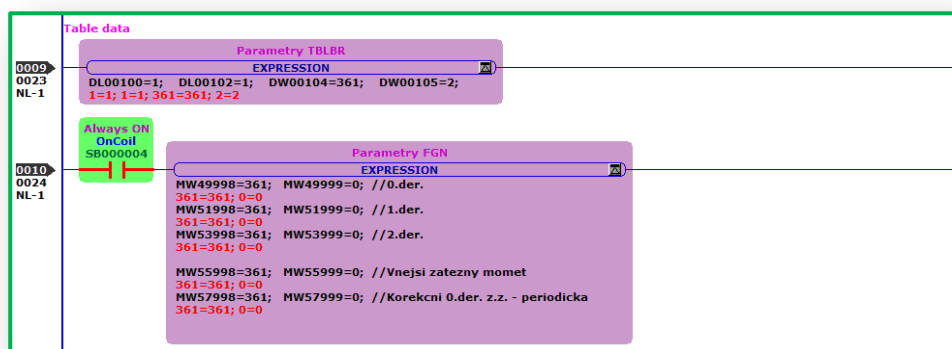
// Načítání tabulek 0., 1. a 2. derivace zdvihové závislosti,

// tabulky vnější zátěže a tabulky korekční funkce, obr.6.13

TBLBR(...)

Obr.6.13

Načítání tabulek



6.2.3 Algoritmus DWG.H (High-Speed-Scan)

Popis algoritmu je proveden podle odstavce 6.2.2. V režimu HSS jsou řešeny zásadně všechny pohybové funkce. Principiálně platí pro všechny stavy stroje, že pohyb je řešen s *virtuální osou A1*, na kterou je vázána *skutečná osa Z* v **DWG.H80**. V tomto DWG, resp. DWG.H80.01 je rovněž funkce **CAM_VI**, která realizuje pohybovou funkci hřídele servomotoru elektronické vačky. Této realizaci je věnován samostatný odstavec kapitoly 6. Symbolický zápis hlavního algoritmu oblasti PLC v **DWG.H** je následující:

DWG.H // Stavový stroj

// Každý řádek je samostatný Rung ____

For

SEE H80 // TOP OF H-SCAN (řízení osy Z pro všechny stavy stroje)

// Definice bitových proměnných MB... (StateXxx) 0011

IF RunStatus <= 1 Or **RunStatus** > 9 ____ **COIL**(StatePwrOFF)

IF RunStatus = 2 ____ **COIL**(StateSTOP)

IF RunStatus = 3 ____ **COIL**(StateREFR)

IF RunStatus = 4 ____ **COIL**(StateJOG)

IF RunStatus = 5 ____ **COIL**(StateSTEP)

IF RunStatus = 6 ____ **COIL**(StatePOSI)

IF RunStatus = 7 ____ **COIL**(StateHW)

IF RunStatus = 8 ____ **COIL**(StateCAM)

IF RunStatus = 9 ____ **COIL**(StateCNC)

// Volání příslušných DWG.H0x, které odpovídají stavům stroje 0001

NOC(StatePwrOFF) ____ **SEE H01** // Motion Command = 0

NOC(StateSTOP) ____ **SEE H02**

NOC(StateREFR) ____ **SEE H03**

NOC(StateJOG) ____ **SEE H04**

NOC(StateSTEP) ____ **SEE H05**

NOC(StatePOSI) ____ **SEE H06**

NOC(StateHW) ____ **SEE H07**

// **NOC**(StateCAM) ____ **SEE H08** bylo původně, volné (H08: xxx)

NOC(StateCNC) ____ **SEE H09**

SEE H90 // END OF H-SCAN ... Monitorování Motion 0000

Next

DWG.H01 // Stav **POWER-OFF**

// Každý řádek je samostatný Rung ____

// Definování MotionCommand osy A1 a osy Z 0002

EXPRESSION(OW8808 = 0; OW8008 = 0) // obr.6.14

Obr.6.14 H01



```

DWG.H02 // Stav STOP
           // Každý řádek je samostatný Rung ____

           // Reset žádosti AbtRq 0018
           NOC(AbtRq) ____ R-COIL(AbtRq)

           // Definování MotionCommand osy A1 a osy Z 0002
           EXPRESSION(OW8808 = 0; OW8008 = 0)

           // Kontrola možnosti přechodu do jiného stavu 0011 0007
           // Osa A1 (adresa 8800H), osy Z (adresa 8000H)
           IF IW8808 = 0 And IW8008 = 0 And NOC(A1.Position.Status.POSCOMP(IB880C1))
               And NOC(Z.Position.Status.POSCOMP(IB800C1)) ____
               ____ COIL(VAR_TransOK)

           IF VAR_TransOK 0012
               NOC(RefrRq) ____ STORE(RunStatus = 3) // stav REFR 0006
               NOC(JogRq) ____ STORE(RunStatus = 4) // stav JOG
               NOC(StepRq) ____ STORE(RunStatus = 5) // stav STEP
               NOC(PosiRq) ____ STORE(RunStatus = 6) // stav POSI
               NOC(HwRq) ____ STORE(RunStatus = 7) // stav HW
               NOC(CamRq) ____ STORE(RunStatus = 8) // stav CAM
               NOC(CncRq) ____ STORE(RunStatus = 9) // stav CNC
           END_IF

```

Pro všechny další stavy (REFR, JOG, STEP, POSI, HW a CNC) kromě stavu CAM následuje stejná šablona kódu Ladder programu pro DWG.H0x (H03, H04, H05, H06, H07 a H09). Stav CAM je pak definován v **DWG.H80.01**. Symbolický zápis DWG.H0x je následující:

```

DWG.H0x // Stav REFR, JOG, STEP, POSI, HW a CNC
           // Každý řádek je samostatný Rung ____

           // *****
           // Akce provedené po dobu XxxRq = On, resp. "jednou" 0006 0002
           NOC(XxxRq) ____ (libovolný výraz) // Tento Rung možno libovolněkrát opakovat
           NOC(XxxRq) ____ R-COIL(XxxRq) // musí být Reset Request 0018
           // *****

           SEE H0x.01 // Osa A1, konkrétně programovaný kód pro daný stav stroje 0000

           // Kontrola možnosti přechodu do stavu STOP 0011 0007
           // Osa A1 (adresa 8800H), Osa Z (adresa 8000H) pro stav REFR
           // NOC/NCC(n) ... potřebná logická kombinace NOC a NCC
           IF IW8808 = 0 And (IW8008 = 0) And NOC/NCC(n) ____ COIL(VAR_TransOK)
           IF VAR_TransOK 0012
               NOC(AbtRq) ____ STORE(RunStatus = 2) // stav STOP 0006
           END_IF

H0x.01 // Osa A1, konkrétně programovaný kód pro daný stav stroje
           // Poslední Rung je obvykle 0006
           NOC(AbtRq) ____ STORE(A1.MotionCommand.CommandCode(OW8808) = 0)

```



```

ELSE // Manuální režim s CAM (na HMI tlačítko CAM, viz. obr.6.10 )
    // Výpočet okamžitých otáček [1/min]
    EXPRESSION(...)
    // Vstupy a výstupy funkce CAM_VI
    EXPRESSION(...)
    // Zpoždění startu vačky (nutnost definic v části 2 funkce CAM_VI) 0009
    NOC(CAMmanualRq) ___ TON(VAR_Counter1) ___ COIL(VAR_Start)
    NCC(OnCoil) ___ COIL(VAR_OFF) 0017
    // Volání funkce CAM_VI; vstup1 (On/Off); vstup2 (STOPpos), obr.6.15
    FUNC(CAM_VI; On/Off = VAR_Start; STOPpos = VAR_OFF)
    END_IF
    // KONEC Manuálního režimu xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx

ELSE ←
    // stav CAM v režimu AUTO (odpovídá logice algoritmu ostatních stavů)
    // požadovaný „vačkový pohyb“ hřídele servomotoru elektronické vačky

    // *****
    // Akce provedené po dobu CamRq = On, resp. "jednou" 0006 0002
    NOC(CamRq) ___ (libovolný výraz) // Tento Rung možno libovolněkrát opakovat
    NOC(CamRq) ___ S-COIL(VAR_CamStart) 0008
    ___ R-COIL(CamStopRq)
    NOC(CamRq) ___ R-COIL(CamRq) // musí být Reset Request 0017

    // *****

    // ooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooo
    // Zpoždění startu vačky (nutnost definic v části 2 funkce CAM_VI) 0009
    NOC(VAR_CamStart) ___ TON(VAR_Counter) ___ COIL(VAR_Start) // Vstup do FUNC
    NOC(AbrtRq) ___ R-COIL(VAR_CamStart) 0017
    NOC(AbrtRq) ___ STORE(VAR_Counter = 0) 0013
    // ooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooooo

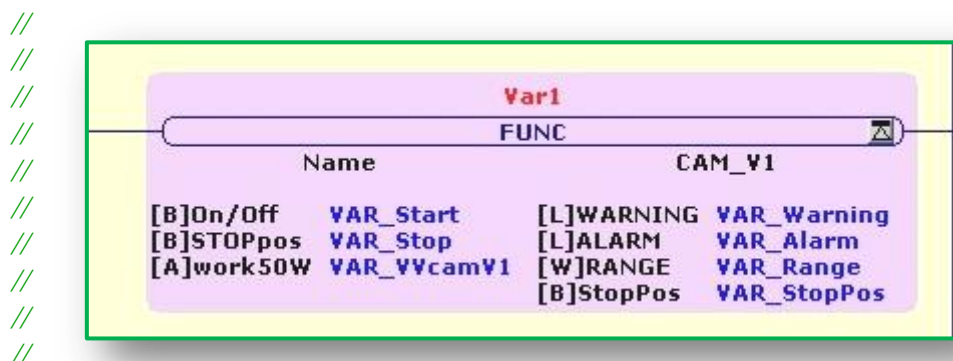
    // Zastavení CAM 0017
    NOC(CamStopRq) ___ COIL(VAR_Stop) // Vstup do CAM_VI, obr.6.15
    // Zastaví na začátku z.z. na základě výstupu [B]StopPos z CAM_VI, obr.6.15 0008
    NOC(VAR_StopPos) ___ R-COIL(VAR_CamStart)
    ___ R-COIL(CamStopRq)

    // _____
    // Aktivace virtuální osy jako nezávisle proměnné (Master), až podle aplikace 0006 0002
    NCC(OnCoil) And NOC(VAR_Start) ___ EXPRESSION(...)
    NCC(OnCoil) And NCC(VAR_Start) ___ EXPRESSION(...)
    // _____

    // Vstupy a výstupy funkce CAM_VI 0002
    EXPRESSION(...)

```

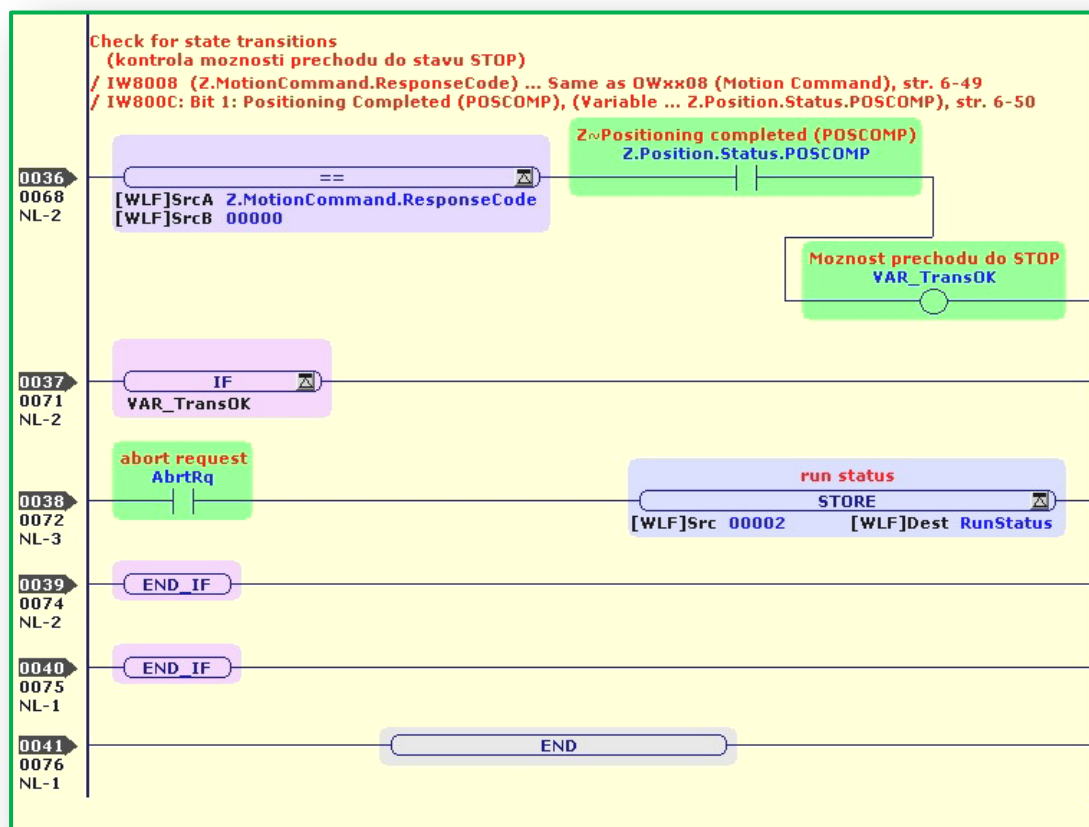
// Volání funkce CAM_V1; vstup1(On/Off); vstup2 (STOPpos); výstup (StopPos) ... obr.6.15
FUNC(CAM_V1; On/Off = VAR_Start; STOPpos = VAR_Stop; StopPos = VAR_StopPos)



Obr.6.15 Uživatelská funkce CAM_V1

// Kontrola možnosti přechodu do stavu **STOP**, obr.6.16 0011
 // Osa Z (adresa 8000H) ... Z.MotionCommand.CommandCode(OW8008)
 // NOC/NCC(n) ... potřebná logická kombinace NOC a NCC
IF IW8008 = 0 And NOC(Z.Position.Status.POSCOMP(IB800C1))
 _____ **COIL(VAR_TransOK)**
IF VAR_TransOK 0012
NOC(AbrtRq) _____ **STORE(RunStatus = 2)** // stav STOP
END_IF

END_IF



Obr.6.16 DWG.H80.01 ... Kontrola možnosti přechodu do stavu STOP

6.3 Vlastní funkce PLC realizující zdvihovou závislost pracovního členu

Odpověď na otázku „*Jak zrealizovat?*“ pohyb hřídele servomotoru elektronické vačky podle požadavků na pohyb pracovního členu mechanismu, poskytne tento odstavec. Jakým způsobem a v jaké formě se získají informace o požadovaném pohybu, resp. zdvihové závislosti hřídele servomotoru bylo předmětem předchozích kapitol. K dispozici jsou data 0., 1. a 2. *derivace zdvihové závislosti* a hodnoty *zrychlujícího momentu* na hřídeli servomotoru v závislosti na pootočení virtuálního hřídele elektronické vačky. Pohyb hřídele je programován v oblasti PLC (Ladder Diagram) v HSS (High-Speed-Scan). Na nejzákladnější úrovni jde o informaci, která říká, o kolik *inkrementů (Pulse)* se v časovém intervalu *High-Scanu* (jednom průchodu PLC oblastí HSS) pootočí *Encoder* servomotoru, resp. hřídel servomotoru. Jak se tato informace zpracuje, vyplývá z následujících kapitol.

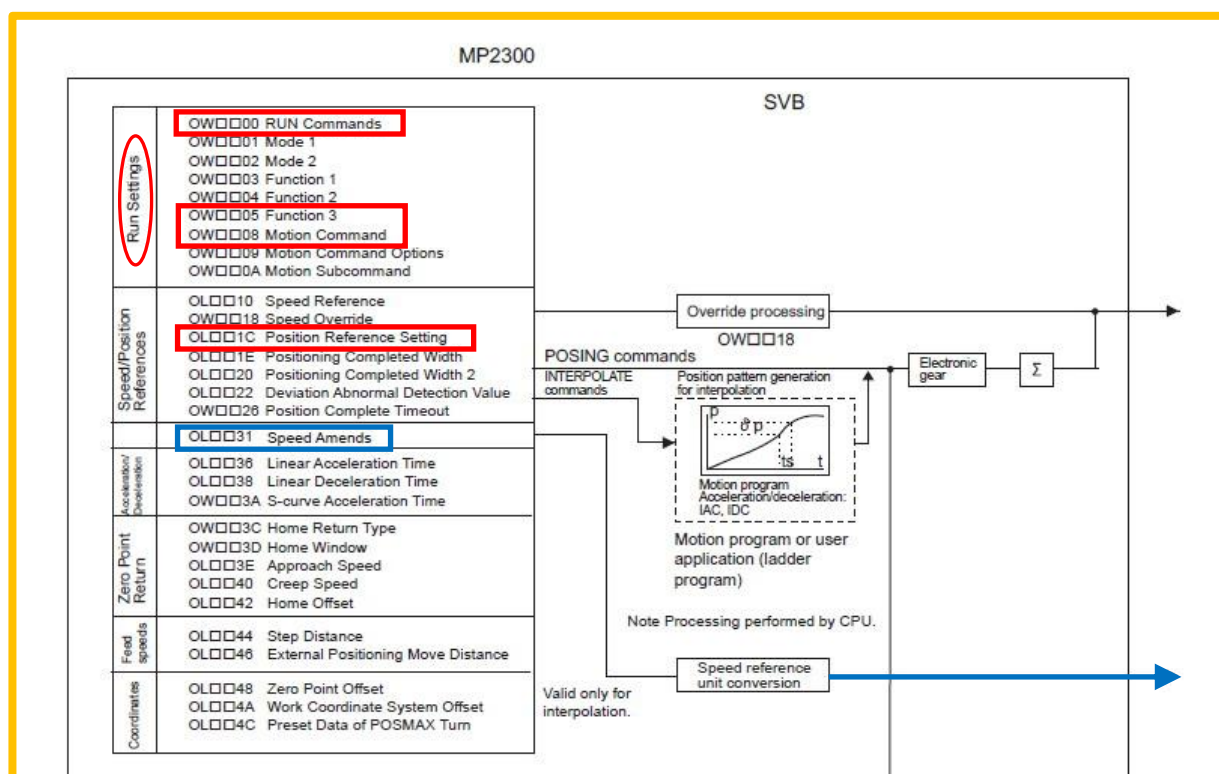
Systém Yaskawa v konfiguraci podle kapitoly 1 pracuje ve čtyřech režimech řízení:

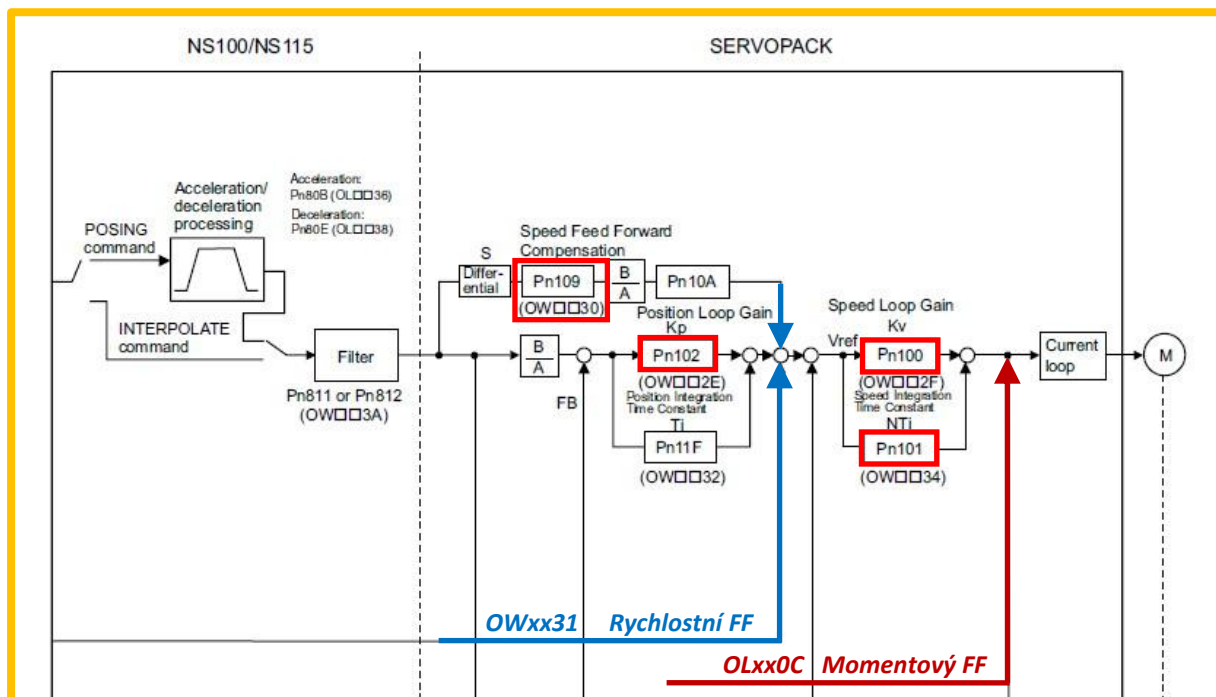
- polohový (*Position Control*)
- fázový (*Phase Control*)
- momentový (*Torque Control*)
- rychlostní (*Speed Control*)

Realizaci pohybové funkce je možné provést v *polohovém* a *fázovém* režimu řízení. Oba režimy řízení budou popsány blokovými schématy podle manuálu výrobce s vyznačenými veličinami (registry *Controlleru* a parametry servoměniče), které jsou jako proměnné programovány ve funkci *CAM_VI* (obr.6.15).

6.3.1 Režim polohový (*Position Control*)

Na obr.6.17 je část blokového schéma popisující *Controller MP2300/S* a část popisující servoměnič se všeobecně známou klasickou *kaskádní* regulační strukturou. V části popisující *Controller* nejsou zobrazeny monitorovací registry *I (Input)*.





Obr.6.17 Blokové schéma Position Control

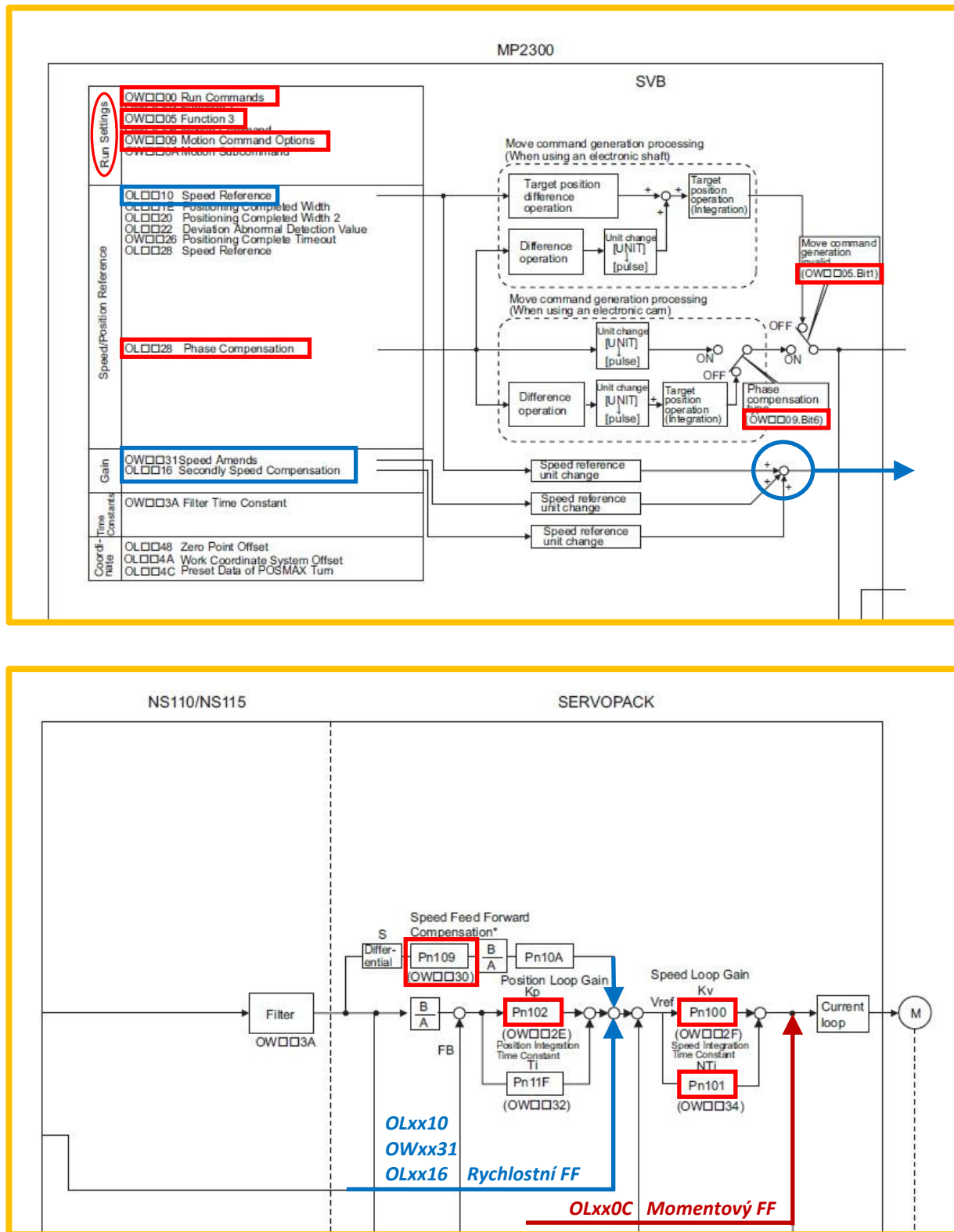
Označené registry a parametry se svými jednotkami [] jsou:

- **OWxx00** ... tzv. *RUN Commands*, např. OW80000 (*Servo ON*)
- **OWxx08** ... *Motion Command*, **OWxx08 = 4** (*INTERPOLATE (Interpolation)*)
(Integer hodnota režimu *Position Control*)
- **OLxx1C** ... *Position Reference Setting* [$1 = 1$ Reference Unit]
(Definovaná cílová poloha ve *Scanu* je v referenčních jednotkách, které se zadávají ve fixních parametrech *SVB (Module Configuration prostředí MPE720)* a jsou to tisíce stupně jako ekvivalent k inkrementu (*Pulse*) *Encoderu* servomotoru, odstavec 6.3.4 a obr.6.21)
- **OWxx31** ... *Speed Amends* [$1 = 0.01 \%$ (procenta *Rated Speed*), obr.6.22]
(*Rychlostní FFv – Feed Forward*)
- **OLxx0C** ... *Torque Reference* [$1 = 0.01 \%$ (procenta *Rated Torque*)], obr.6.22
(*Momentová dopředná vazba FFm – Torque Feed Forward*)
- **Pn109 (OWxx30)**
... *Speed Feed Forward Compensation* [$1 = 0.01 \%$ (procenta dopředné rychlosti vypočtené systémem z předchozích hodnot)]
(*Rychlostní FFv v procentech*)
- **Pn100 (OWxx2F)**
... *Proporcionální zesílení rychlostního regulátoru* [$1 = 1$ Hz]
- **Pn101 (OWxx34)**
... *Integrační časová konstanta v rychlostním regulátoru* [$1 = 0.01$ ms]
- **Pn102 (OWxx2E)**
... *Proporcionální zesílení v polohovém regulátoru* [$1 = 0.1$ s⁻¹]

Výrobce doporučena nastavení parametrů regulátorů *Pn* jsou podle obr.III.1 v *Dodatku III* a jsou nazývány *stupně regulace (sr1 až sr10)*.

6.3.2 Režim fázový (Phase Control)

Na obr.6.18 je část blokového schéma popisující *Controller MP2300/S* a část popisující servoměnič se stejnou *kaskádní* regulační strukturou jako v případě *Position Control*. V části popisující *Controller* nejsou zobrazeny monitorovací registry *I (Input)*.



Obr.6.18 Blokové schéma Phase Control

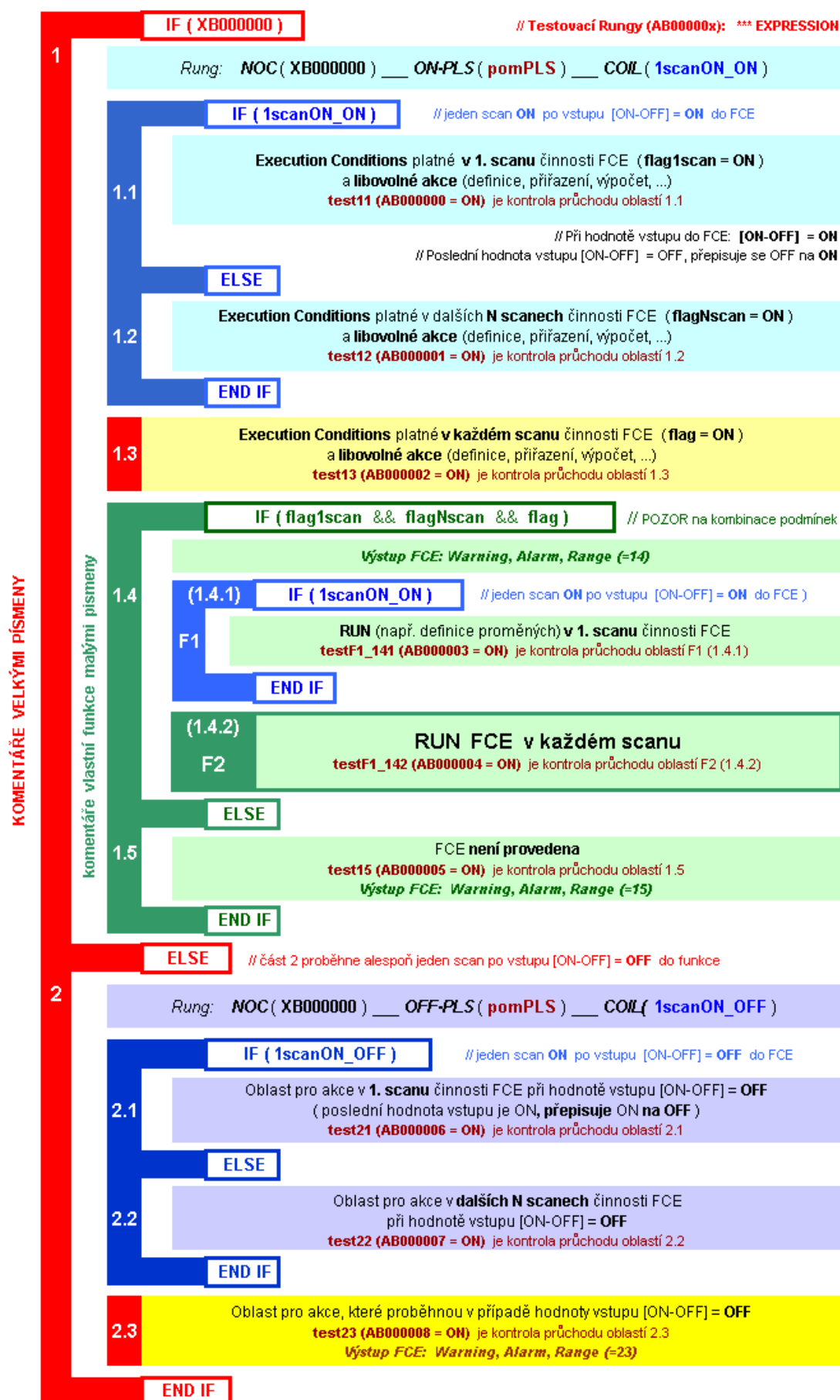
Označené registry a parametry se svými jednotkami [] jsou:

- **OWxx00** ... tzv. *RUN Commands*, např. *OW80000 (Servo ON)*
- **OWxx08** ... *Motion Command*, **OWxx08 = 25 (PHASE REFERENCE)**
(Integer hodnota režimu *Phase Control*)
- **OLxx28** ... *Phase Compensation [1 = 1 reference unit]*
(Definovaná cílová poloha ve *Scanu* je v referenčních jednotkách, které se zadávají ve fixních parametrech *SVB (Module Configuration prostředí MPE720)* a jsou to tisíce stupně jako ekvivalent k inkrementu (*Pulse*) *Encoderu* servomotoru, odstavec 6.3.4 a obr.6.21)
- **OLxx10** ... *Speed Reference [10**n reference unit/min]*, obr.6.22
(Rychlostní *FFv – Feed Forward*)
- **OWxx31** ... *Speed Amends [1 = 0.01 % (procenta Rated Speed)]*
(Rychlostní *FFv – Feed Forward*)
- **OLxx16** ... *Secondary Speed Compensation [10**n reference unit/min]*, obr.6.22
(Rychlostní *FFv – Feed Forward*), odstavec 6.3.4
- **OLxx0C** ... *Torque Reference [1 = 0.01 % (procenta Rated Torque)]*, obr.6.22
(Momentový *FFm – Torque Feed Forward*)
- **OWxx05.Bit1**
... *Function 3* (umožňuje fázové posouvání pohybové funkce)
OBxx51 = OFF ... dochází k superposici s **OLxx10**
= **ON** ... nedochází k superposici s **OLxx10**,
ale má vliv na *PERR* (posouvá se a zvětšuje se)
- **OWxx09.Bit6**
... Inkrementální nebo absolutní mód (**OB80096 = OFF**)
- **Pn109 (OWxx30)**
... *Speed Feed Forward Compensation [1 = 0.01 % (procenta dopředné rychlosti vypočtené systémem z předchozích hodnot)]*
(Rychlostní *FFv*)
- **Pn100 (OWxx2F)**
... Proporcionální zesílení rychlostního regulátoru [$1=1\text{ Hz}$]
- **Pn101 (OWxx34)**
... Integrační časová konstanta v rychlostním regulátoru [$1 = 0.01\text{ ms}$]
- **Pn102 (OWxx2E)**
... Proporcionální zesílení v polohovém regulátoru [$1 = 0.1\text{ s}^{-1}$]

Výrobce doporučena nastavení parametrů regulátorů *Pn* jsou podle obr.III.1 v Dodatku III a jsou nazývány *stupně regulace (sr1 až sr10)*.

6.3.3 Unifikovaná konstrukce obecně definované uživatelské funkce MFCE

Vývojové prostředí firmy Yaskawa MPE720 verze 6 (obr.6.7) umožňuje vytvářet velmi složité programy řídicích systémů. Ke strukturálnímu přístupu tvorby řídicích systémů významně přispívají uživatelské funkce. Jde o klasické funkce se svými vstupy a výstupy programované v oblasti *PLC*. Začlenění funkcí v kódu *PLC* a jejich volání, včetně vstupů a výstupů, popisují již uvedené obrázky této kapitoly. Produktivita programátorské práce a spolupráce více programátorů na jednom projektu řídicího systému vyžaduje unifikaci, resp. šablonu uživatelské funkce, která zůstane stále stejná, nebo se modifikuje podle dohodnutých



Obr.6.19 Struktura šablony uživatelské funkce MFCE



Podle obr.6.20 má *MFCE* jeden vstup (*[B]ON-OFF*), tři výstupy (*[L]WARNING*, *[L]ALARM*, *[W]RANGE*) a jedno oboustranně komunikující rozhraní, které je definované adresou (*[A]WORK_1W*). Konvence v názvu adresy *_1W* symbolizuje, že ke komunikaci je použito jednoho 16-ti bitového lokálního registru *D*. Nejlépe tuto datovou komunikaci objasňuje *obr.6.6*. Funkce *MFCE* nevykonává žádnou konkrétní činnost, pouze na základě vstupu *[B]ON-OFF* a vnitřních podmínek (*IF*) strukturovaných oblastí kódu definuje proměnné výstupu a příslušné bity registru, resp. proměnné *DW00020* s lokální adresou *DA00020*. Monitorováním těchto hodnot lze vyhodnotit, která strukturovaná oblast funkce je aktivní.

Šablona funkce je postavena na základě vnořených strukturovaných konstrukcí *IF...ELSE...END_IF* za předpokladu, že funkce je stále v aktivní části *DWG Ladderu*. Jinými slovy to znamená, že vstupní proměnná vstupu *[B]ON-OFF* je **stále definovaná** a nabývá hodnot **ON** nebo **OFF**, přičemž počáteční hodnota je **OFF**. Je-li funkce v oblasti *DWG*, která se aktivuje např. voláním instrukcí *SEE*, je nutné zabezpečit, aby počáteční hodnota vstupu *[B]ON-OFF* byla **OFF**. Prakticky to znamená, že je-li příslušný *DWG*, v kterém je volání uživatelské funkce podle šablony *MFCE* aktivován na *HMI* např. tlačítkem *Request = ON*, musí být počáteční hodnota vstupu *[B]ON-OFF = OFF* a po uplynutí zadaného počtu *Scanů* (*Timer* v instrukci *TON*) se musí automaticky definovat vstup na *[B]ON-OFF = ON*. Toto zpoždění je např. zabezpečeno v symbolickém zápisu *Ladderu DWG.H80.01* v odstavci 6.2.3 *Rungem* 0009. Touto logikou je možné vytvořit systém složený z uživatelských funkcí, v kterých jsou určité části struktur kódu stále aktivní na základě libovolných vstupů definovaných z *HMI*.

Je-li tedy počáteční hodnota vstupu $[B]ON-OFF = OFF$, pak logika *Ladder* programu šablony uživatelské funkce v části 1 a 2 podle obr.6.19 a výpisu Dodatku V je následující

```
// 1 ... proměnná VAR_IscanON_ON bude ON pouze první Scan po změně hodnot
//      vstupu [B]ON-OFF z OFF na ON
//      VAR_IscanON_ON ... název symbolizuje, že hodnota 1. Scan je ON v oblasti aktivního kódu
//                               při vstupu [B]ON-OFF = ON, což je část 1

NOC(XB00000) ____ ON-PLS(VAR_pomPLS) ____ COIL(VAR_IscanON_ON)

.....

// 2 ... proměnná VAR_IscanON_OFF bude ON pouze první Scan po změně hodnot
//      vstupu [B]ON-OFF z ON na OFF
//      VAR_IscanON_OFF ... název symbolizuje, že hodnota 1. Scan je ON v oblasti aktivního kódu
//                               při vstupu [B]ON-OFF = OFF, což je část 2

NOC(XB00000) ____ OFF-PLS(VAR_pomPLS) ____ COIL(VAR_IscanON_OFF)
```

Tato logická konstrukce dvou *Rungů* definuje proměnné *VAR_IscanON_ON* a *VAR_IscanON_OFF*, které aktivují struktury 1.1 a 2.1 kódu funkce při změně vstupu $[B]ON-OFF = ON/OFF$ po dobu jednoho *Scanu* po změně vstupu. Toho lze využít a je využito pro řadu definic proměnných a pro vykonání pomocných operací a výpočtů. Oblasti 1.2 a 2.2 jsou aktivní v dalších *N Scanech* činnosti funkce. Oblasti 1.3 a 2.3 jsou aktivní ve všech *Scanech* podle hodnoty vstupu $[B]ON-OFF = ON/OFF$.

Z definovaných podmínek v oblastech 1.1 (*flagIscan=On*), 1.2 (*flagNscan=On*) a 1.3 (*flag=On*) vyplývá logická hodnota (*True/False*) podmínky struktury *IF...ELSE...END_IF* společných oblastí 1.4 a 1.5.

Oblast 1.4 je dále rozdělena na část *F1* (1.4.1) pro stejně podmíněné činnosti jako 1.1 a na část *F1* (1.4.2) pro vlastní vykonání kódu v každém *Scanu* za předpokladu všech splněných podmínek. Logickou podmínku v 1.4 je nutné podle konkrétní činnosti modifikovat, ve schématu je pouze její formální zápis.

Činnosti funkce lze navrhovat tak, že nevykonává-li svoji hlavní akci v oblasti kódu *F2* (1.4.2 $[B]ON-OFF = ON$), provádí řadu počátečních inicializací a pomocných přípravných výpočtů v části 2.3. Tak lze např. řešit transformace datových souborů zdvihových závislostí nebo řešit přípravu momentového *Feed Forwardu* na základě tabulky 2. derivace zdvihové závislosti a tabulky vnější technologické zátěže a data připravit v oblasti lokálních proměnných uživatelské funkce. Základní konstrukce *MFCE* je obecná a orientaci usnadňuje číselný kód (desetinné dělení) v hlavičce každé strukturované oblasti *Ladderu*. Takto odladěná šablona je použita jako unifikovaná konstrukce uživatelské funkce, kde se konkrétní kód programuje v příslušných oblastech. „Přebytečné“ struktury nebo testovací *Rungy* základní šablony funkce mohou (ale nemusí) být z aplikace odstraněny. Výpis *Ladder* programu funkce *MFCE* je v Dodatku V.

Unifikovaná konstrukce uživatelské funkce podle obr.6.19 je dostatečně obecná a ve funkci *CAM_VI* je s výhodou použita. Šablona *MFCE* není samozřejmě jedinou možností, jak vytvářet strukturovaný kód uživatelských funkcí. Do budoucna vznikne jistě řada modifikací a variant, které budou optimálním způsobem vyhovovat rozličným podmínkám kladeným na činnosti uživatelských funkcí.

6.3.4 Funkce CAM_VI (Obr.6.15 a Obr.6.23)

Tato uživatelská funkce realizuje požadovanou zdvihovou závislost. Funkce *CAM_VI* je programována podle obecné struktury šablony *MFCE*. K popisu činnosti a k orientaci v kódu funkce je použito desetinné značení strukturovaných oblastí šablony podle *obr.6.19*. S ohledem na produktivitu výzkumných prací je funkce koncipována pro oba typy řízení (*Position* a *Phase Control*). Hlavním komunikačním rozhraním je adresa (*[A]work50W*), jejímž prostřednictvím se definují příslušné parametry a určují se jejich kombinace. Cílem takto programované funkce *CAM_VI* je zkoumat vlastnosti obou typů řízení s ohledem na *polohovou přesnost pohybové funkce*. Na základě zjištěných vlastností se funkce *CAM_VI* modifikuje pro konkrétní typ řízení s nezbytnými vstupy. Tímto způsobem probíhá vývoj funkcí kategorie *CAM_Vxy* optimalizovaných pro konkrétní pracovní pohyb.

Popis algoritmu funkce je za předpokladu jednoho servomotoru, resp. jedné osy (*jednoosý řídicí systém*) v systému elektronické vačky. Fyzickou osu budeme nazývat *Z*, virtuální osu *A1*. Základní adresa v systému Yaskawa pro *Input/Output (I/O)* registry je v hexadecimálním tvaru *8000H* pro *osu Z* a *8800H* pro *osu A1*. Základní parametry a *I/O* registry systému elektronické vačky, které se týkající HW a virtuální osy, jsou v oblasti *Module Configuration/SVB_SVR* vývojového prostředí *MPE720*.

Na *obr.6.21* a *obr.6.22* je oblast *Module Configuration/SVB* se záložkami:

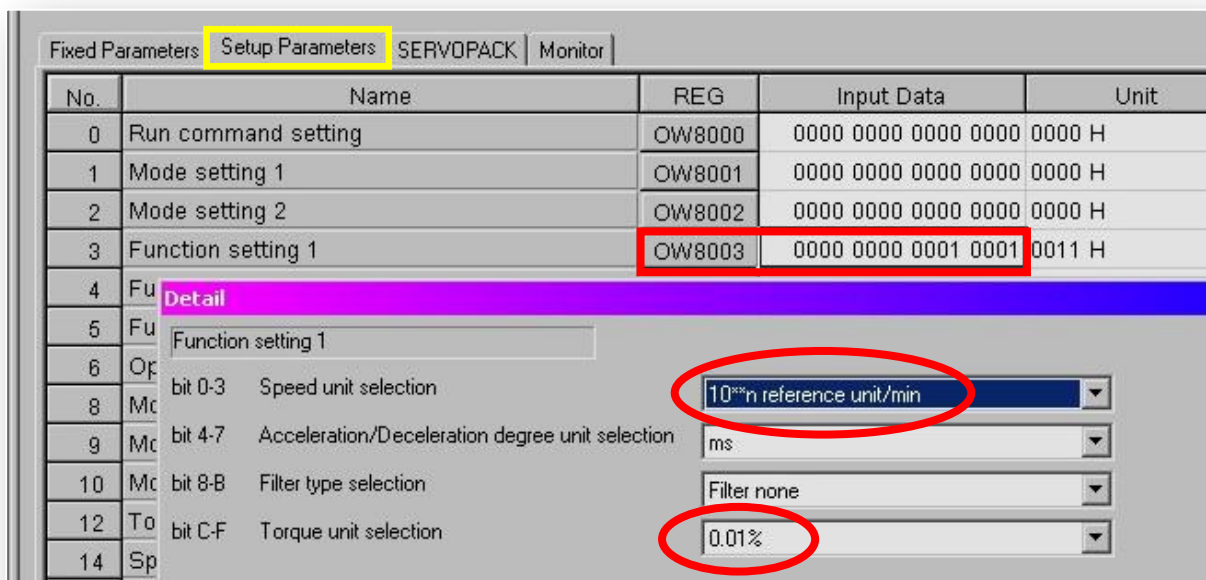
- *Fixed Parameters* ... Konstanty a základní definice (od *No.0* do *No.42*, *obr.6.21*)
- *Setup Parameters* ... Výstupní *Output (O)* registry (od *OW8000* do *OL806E*, *obr.6.22*)
- *SERVOPACK* ... Parametry servoměniče (od *Pn0000* do *Pn095F*)
- *Monitor* ... Vstupní *Input (I)* registry (od *IL8000* do *IL8064*)

No.	Name	Input Data	Unit
0	Selection of operation modes	Normal operation mode	-
1	Function selection flag 1	0000 0000 0000 0001	0001 H
2	Function selection flag 2	0000 0000 0000 0000	0000 H
4	Reference unit selection	deg	-
5	Number of digits below decimal point	3	-
6	Travel distance per machine rotation	360000	User units
8	Servo motor gear ratio	1	revs
9	Machine gear ratio	1	revs
10	Infinite length axis reset position(POSMAX)	360000	User units
12	Positive software limit value	2147483647	User units
14	Negative software limit value	-2147483648	User units
16	Backlash compensation amount	0	User units
30	Encoder selection	Incremental encoder	-
34	Rated motor speed	3000	min-1
36	Number of pulses per motor rotation	1048576	pulses/rev
38	Maximum number of absolute encoder turns rotation	1048576	revs
42	Feedback Speed Movement Averaging time constant	10	ms

Obr.6.21 Oblast *Module Configuration/SVB* (jednotky zdvihu, definice encoderu)

Kinematické veličiny zdvihové závislosti popisují pohyb rotoru (hřídele) servomotoru elektronické vačky. Jednotky zdvihu, resp. 0. derivace a jejich korelace (souvztažnost) s natočením *Encoderu* servomotoru se definují ve fixních parametrech oblasti SVB/SVR vývojového prostředí MPE720 pro reálnou osu Z (obr.6.21, červeně označeno) a virtuální osu A1. Tím je definován vztah mezi hodnotami registrů *OL801C*, resp. *OL881C* (*Position Control*) a *OL8028* (*Phase Control*) a pootočením hřídele servomotoru o jeden *inkrement* jeho *Encoderu*. V konkrétních datech 0. derivace zdvihové závislosti to znamená, že data závisle proměnné (natočení hřídele) jsou v paměti *Controlleru* uložena v jednotkách [0.001 deg]. Na základě informace o počtu *inkrementů Encoderu* servomotoru na jednu otáčku a typu *Encoderu* (obr.6.20, modře označeno) systém natočí hřídel o daný počet tisícín stupně podle číselných hodnot registrů *OL801C* nebo *OL8028* (např. *OL801C* = 1000 je natočení hřídele o 1 [deg]).

Další nezbytnou definicí jednotek je rychlost vyjádřená v počtech *inkrementů Encoderu* servomotoru v časovém intervalu (kroku) pro registry *OL8010* (*OL8810*) a *OL8016* (*OL8816*) a moment (*OL800C*) v procentech *Rated Torque* příslušného typu servomotoru (katalogová hodnota výrobce). Systém nabízí několik možností v oblasti *Module Configuration/SVB/Setup Parameters*. Zvoleny jsou jednotky podle obr.6.22.



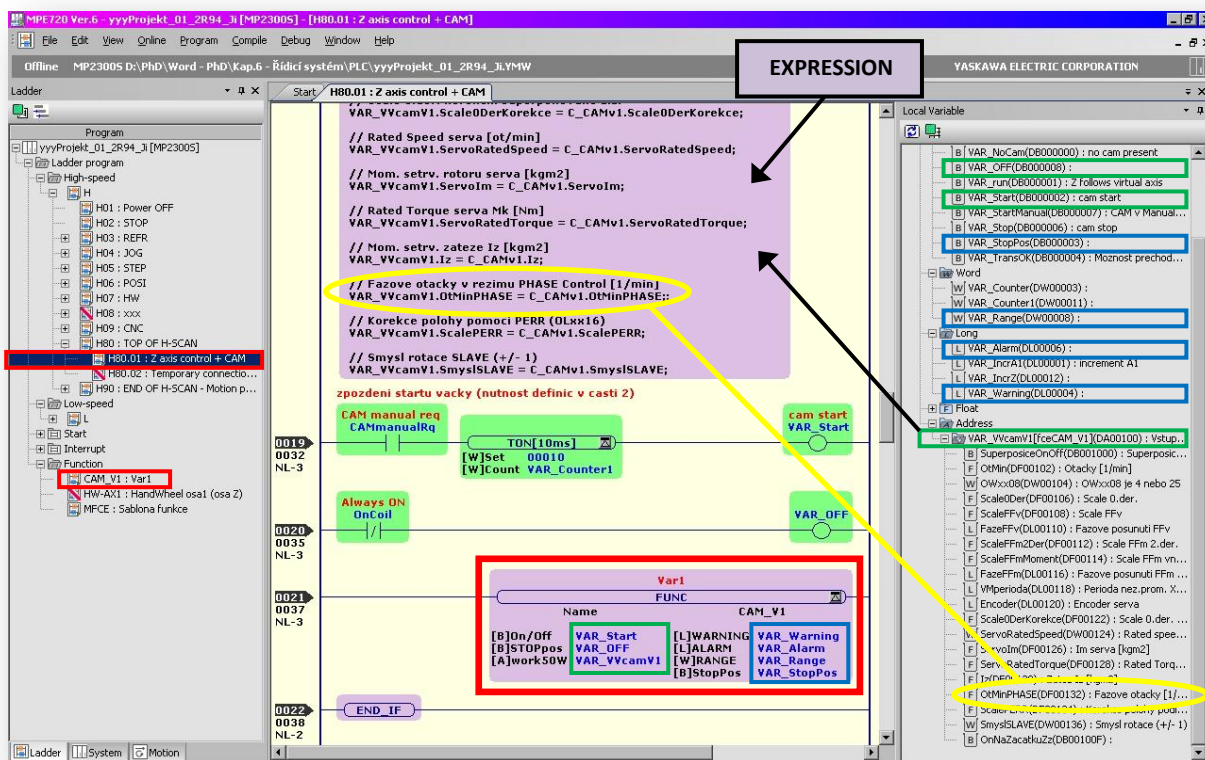
Obr.6.22 Oblast Module Configuration/SVB (jednotky rychlosti a momentu)

Data *periodické* nebo *neperiodické* zdvihové závislosti, vnější technologické zátěže a data případné korekční funkce jsou uložena v paměti *Controlleru* v globálních proměnných *ML...* (*M* registry datového typu *Double Integer*). Operace načtení tabulek dat v *PLC* je zobrazena na obr.6.13. Data jsou ve formátu a jednotkách (Master-virtuální natočení [], závisle proměnná[]):

- (Master [0.001 deg], 0. derivace [0.001 deg])
- (Master [0.001 deg], 1. derivace [0.001 rad/rad])
- (Master [0.001 deg], 2. derivace [0.001 rad/rad²])
- (Master [0.001 deg], Vnější moment [0.001 N.m])
- (Master [0.001 deg], 0. derivace korekční funkce [0.001 deg])

Principem algoritmu funkce *CAM_VI* je uvedená data zpracovat do hodnot *Output (O)* registrů v časovém kroku *High-Scanu (DWG.H PLC)* podle typu řízení *Position Control (obr.6.17)* nebo *Phase Control (obr.6.18)*.

Nyní bude přistoupeno k popisu činnosti funkce *CAM_VI* na základě komunikace podle *obr.6.23* a k popisu algoritmu v jednotlivých oblastech podle *obr.6.19*, resp. podle výpisu šablony funkce *MFCE (Dodatek V)*.



Obr.6.23 Uživatelská funkce *CAM_VI* se vstupy, výstupy a komunikační adresou

Komunikace *CAM_VI*

Proměnná **VAR_Start**=ON/OFF (=XB000000) aktivuje strukturu 1 nebo 2 kódu funkce.

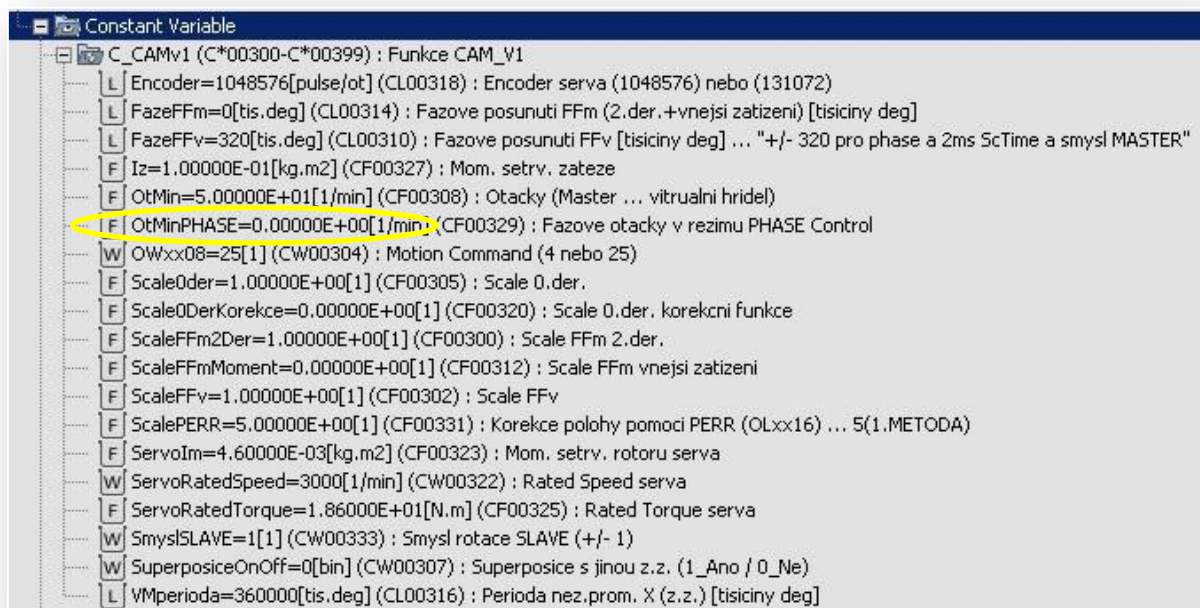
Proměnná **VAR_OFF**=ON (=XB000001), která ve funkci s podmínkou vyhodnocující polohu na konci zdvihu definuje výstupní proměnnou **YB000000**=ON (=VAR_StopPos). Při hodnotě **VAR_StopPos**=ON dojde k definici **VAR_Start**=OFF a pohyb hřídele servomotoru je zastaven na konci, resp. na začátku zdvihové závislosti. Ostatní výstupy (**WARNING**, **ALARM** a **RANGE**) monitorují aktivní oblasti kódu funkce.

Adresa **VAR_VVcamV1** zprostředkovává komunikaci lokálních proměnných *DWG H80.01* inicializovaných od této interní adresy s kódem funkce *CAM_VI*. Definice proměnných je pak provedena přiřazením *C* konstant podle *obr.6.23* (částečně zobrazená fialová oblast *EXPRESSON* s jednou příkladnou žlutě naznačenou vazbou v *obr.6.23* a *obr.6.24*).

Definice *C konstant* s jednotkami [] je na obr.6.24 a jejich význam je po řadě následující:

Encoder [pulse/ot] ...

Podle typu servomotoru Yaskawa. Řada *SigmaII* má 17-ti bitový *Encoder*, pak je zadávaná hodnota 131072, Řada *SigmaV* má 20-ti bitový *Encoder*, pak je zadávaná hodnota 1048576. Modernější řada *SigmaV* pomocí *Encoderu* lépe monitoruje kinematické veličiny (odstavec 6.5).



Obr.6.24 Definiční veličiny (*C konstanty*) funkce *CAM_V1*

FazeFFm [0.001 deg] ...

Fázové posunutí *momentového Feed Forwardu (FFm)*, resp. *funkce momentu* (2. derivace + vnější zátěž) ve směru nezávisle proměnné. Je-li hodnota fáze kladná, dojde k posunutí v kladném směru osy nezávisle proměnné o hodnotu fáze. *FFm* je odvozen od 2. *derivace* zdvihové závislosti (a momentu setrvačnosti rotoru + zátěže) a *redukováné vnější momentové zátěže*. Tyto silové účinky jsou funkcí nezávislého virtuálního natočení (*Master*). *S FFm* lze fázově posouvat a tak s předstihem/zpožděním dávat systému informaci o očekávané celkové silové zátěži (dynamické + technologické). Pro oba způsoby řízení je *FFm* registr *OL800C*. Jednotky jsou zvoleny podle obr.6.22.

FazeFFv [0.001 deg] ...

Fázové posunutí *rychlostního Feed Forwardu (FFv)*, resp. 1. derivace ve směru nezávisle proměnné. Je-li hodnota fáze kladná, dojde k posunutí v kladném směru osy nezávisle proměnné o hodnotu fáze. *FFv* je odvozen od 1. *derivace* zdvihové závislosti. Tato data lze fázově posouvat a fáze má výrazný vliv na polohovou odchylku *PERR* pohybové funkce. Pro řízení *Position Control* je *FFv* registr *OL8031* a pro *Phase Control* je *FFv* registr *OL8031* nebo *OL8016*, *OL8010* (*OL8016* je v *CAM_VI* rezervován pro kompenzaci polohy pomocí *PERR*, *OL8010* je rezervován pro fázový pohyb, viz vstup funkce *OtMinPHASE*).

Iz [kgm²] ... Redukovaný moment setrvačnosti zátěže na hřídel servomotoru.

OtMin [1/min] ...

Otáčky virtuálního hřídele (*Master*). Na základě otáček virtuálního hřídele jsou hodnoty 1. derivace [rad/rad] a 2. derivace [rad/rad²] zdvihové závislosti hřídele servomotoru transformovány na rychlost [rad/sec] a zrychlení [rad/sec²]. Hodnoty je možné zadávat plus (+) nebo minus (-).

OtMinPHASE [1/min] ...

Otáčky fázového pohybu v režimu *Phase Control*. Je-li *OB80051=OFF*, jde o přídavný pohyb daný rychlostí OL8010, na který se superponuje pohybová funkce (periodická nebo neperiodická) elektronické vačky. Tato superposice umožňuje sfázování pohybu jedné osy s jinou osou elektronické vačky nebo sfázování pohybu osy elektronické vačky s jiným nezávislým pohybem, kterým může být spolupracující pohyb pracovního členu jiného mechanismu výrobního stroje. Hodnoty je možné zadávat plus (+) nebo minus (-).

OWxx08 [1] ...

Motion Command. Pro *Position Control* je *OW8008* = 4, pro *Phase Control* je *OW8008* = 25.

Scale0der [1] ... Měřítko 0. derivace zdvihové závislosti.**Scale0DerKorekce [1] ...**

Měřítko 0. derivace korekční funkce. Touto korekční funkcí mohou být data 2. derivace, která se příslušně měřítkují a superponují s 0. derivací zdvihové závislosti za účelem minimalizace *PERR* [27]. Korekční data musí reprezentovat *periodickou funkci*. Data se generují pomocí *FGN*. Doporučuje se neprovádět příliš velkou korekci v režimu s *FFv* daným tabulkou 1. derivace, protože změna polohových dat není zohledněna v rychlosti. Je-li hodnota *Scale0DerKorekce* = 0, k superposici nedojde.

ScaleFFm2Der [1] ... Měřítko 2. derivace zdvihové závislosti.**ScaleFFmMoment [1] ...** Měřítko vnější momentové zátěže.**ScaleFFv [1] ...** Měřítko 1. derivace zdvihové závislosti.**ScalePERR [1] ...** Měřítko veličiny *Position Error PERR* (IL801A).**ServoIm [kgm²] ...** Moment setrvačnosti rotoru servomotoru (katalogová hodnota).

ServoRatedSpeed [1/min] ... Nominální otáčky servomotoru (katalogová hodnota). Zadaná hodnota musí být stejná jako parametr *No.34 (Rated motor speed, obr.6.21)* ve *Fixed Parameters* (v *Module Configuration*).

ServoRatedTorque [Nm] ...

Nominální krouticí moment servomotoru (katalogová hodnota).

SmyslSLAVE [1] ...

Smysl rotace hřídele servomotoru. Hodnoty je možné zadávat +1 nebo -1.

SuperposiceOnOff [bin] ...

Povolení superposice s korekční funkcí. *NOC(SuperposiceOnOff)* je v *Rungu* před funkční generátor *FGN* korekční funkce.

VMperioda [0.001 deg] ...

Perioda nezávisle proměnné (*Master*) zdvihové závislosti. Jde o zavedenou hodnotu 360000 [0.001 deg], která odpovídá periodě 360 [deg] otočení klasické vačky.

Popis algoritmu CAM_VI

Struktury funkce podle šablony *MFCE* budou označeny číselně (ve žlutém poli) v hlavičce odstavce podle *obr.6.19*. K popisu algoritmu je použito kombinace zavedených a obecně známých symbolů a komentářů. Jde pouze o metodický popis algoritmu s hlavními rysy, kompletní výpis *Ladder* programu funkce *CAM_VI* je v *Dodatku V*.

Orientaci usnadňují jména proměnných, která souvisejí s komunikační adresou ([A]work50W) funkce. Např. lokální proměnná funkce *CAM_VI* s názvem *VAR_VMperiodaAL18* má následující souvztažnost s okolím funkce, resp. s „nadřazeným *DWG*“:

- *VAR_* ... lokální proměnná funkce, předpona je určena systémem *MPE720*
- *VMperioda* ... stejný parametr je definován jako *C konstanta* (*obr.6.24*)
- *AL18* ... je *AL00018* a je to proměnná v kódu funkce zprostředkovaná adresou [A]work50W, viz. *obr.6.6* a *obr.6.23*

1.1(podmínky)

```
// Musí platit např.:
//   IW8008=0; VAR_OWxx08AW4=4 Or VAR_OWxx08AW4=25;
//   ... další podmínky
//   ... jde o kontrolu správně zadáných parametrů (VAR_encoderAL20 atd.)
```

1.3(podmínky)

```
// Sledování Z.Warning(IL8002=OFF), Z.Alarm(IL8004=OFF)
//   Z.Runing(IB80001=ON), SuperposicePHASE(OB80051=OFF)
```

F1(1.4.1)

```
// Zapiše do LastY zdvih na konci periody z.z. (pro periodickou=0, pro krokovou=Ymax)
EXPRESSION(VAR_LastX = VAR_VMperiodaAL18)
FGN(In:VAR_LastX; Out:VAR_LastY) 0003
```

F2(1.4.2)

```
// Výpočet VirtualMasterSpeed [dX/scan ... (deg/1000)/scan] je funkcí VAR_OtMinAF2
EXPRESSION(VAR_VMspeed1000DegScan = (VAR_OtMinAF2*... ) )
// Načítání nezávisle proměnné X
EXPRESSION(VAR_VMpoloha1000Deg =
                                     = VAR_VMpoloha1000Deg + VAR_VMspeed1000DegScan)
// pohyb Masteru do plusu
IF(VAR_VMpoloha1000Deg > VAR_VMperiodaAL18) ____
____ EXPRESSION(
    VAR_nLastY = VAR_nLastY + (VAR_LastY*VAR_SmyslSlaveAW36)
    VAR_VMpoloha1000Deg = VAR_VMpoloha1000Deg - VAR_VMperiodaAL18)
// pohyb Masteru do minusu
IF(VAR_VMpoloha1000Deg < VAR_VMperiodaAL18) ____
____ EXPRESSION(
    VAR_nLastY = VAR_nLastY - (VAR_LastY*VAR_SmyslSlaveAW36)
    VAR_VMpoloha1000Deg = VAR_VMpoloha1000Deg + VAR_VMperiodaAL18)
// transformovaná hodnota, která vstupuje do FGN (příprava pro případnou transformaci
//   na úhel zdvihu ... minimalizace reziduálního kmitání)
EXPRESSION(VAR_VMtransPoloha1000Deg = VAR_VMpoloha1000Deg)
FGN(In: VAR_VMtransPoloha1000Deg; Out:VAR_0DERzzFGNlong) 0003
```

```

// Změna smyslu rotace SLAVE
EXPRESSION(VAR_0DERzzFGNlong=VAR_0DERzzFGNlong* VAR_SmyslSlaveAW36)

// Nyní následuje logika VÝSTUPU z funkce na konci, resp. na začátku z.z.
// Když je poloha na konci z.z. definuje se „výstup funkce STOPpos“ YB000000=ON

// Superposice s korekční funkcí
NOC(VAR_superposiceOnOffAB00) ____
____ FGN(In: VAR_VMpoloha1000Deg; Out:VAR_0DERzzKorekceFGNlong) 0003

// Scale superponované korekční funkce
EXPRESSION(VAR_0DERzzKorekceFGNlong =
              = VAR_0DERzzKorekceFGNlong * VAR_scale0derKorekceAF22)
// KROKOVÁ (neperiodická) z.z. se musí stále načítat, pro PERIODICKOU z.z. se načítá 0
// (po zastavení serva se musí VAR_nLastY vynulovat v oblasti 2.3)
ADDX: VAR_0DERzzFGNlong = VAR_0DERzzFGNlong ++ VAR_nLastY

// SCALE 0.der. z.z. => Pohybová funkce
MUL: VAR_PohybovaFCE = VAR_0DERzzFGNlong * VAR_scale0derAF6

// SUPERPOSICE základní 0.der. z.z. s 0.der. korekční funkce
// VAR_PohybovaFCE dále přímo na OL801C (Position) a na OL8028 (Phase)
ADDX: VAR_PohybovaFCE = VAR_PohybovaFCE ++
              ++ VAR_0DERzzKorekceFGNlong

// FFv .....
// Feed Forward pro POSITION Control (INTERPOLATE)
// !!! Je-li použit registr OW8031 (Speed Amends),
// musí být Pn109=0 nebo OW8030=0, viz. oblast 2.3
IF VAR_OWxx08AW4 = 4
// Z.MotionCommand.CommandCode
OW8008 = 4

IF VAR_scaleFFvAF8 > 0
// Fázové posunutí 1.der.
EXPRESSION(VAR_VMtransPoloha1000deg1 =
              = VAR_VMtransPoloha1000deg - VAR_fazeFFvAL10)
// když je VAR_VMtransPoloha1000deg1 > 360[deg] nebo < 0[deg],
// musí se transformovat +/- 360[deg]
.....
// 1.der. z.z.

FGN(In: VAR_VMtransPoloha1000Deg1; Out:VAR_1DERzzFGNlong) 0003
// Změna smyslu rotace SLAVE
EXPRESSION(VAR_1DERzzFGNlong =
              = VAR_1DERzzFGNlong * VAR_SmyslSlaveAW36)
// Rychlostní FFv (OW8031)
EXPRESSION(VAR_OWxx31 = scale * ot/min * převod_do_jednotek_OW8031)
ELSE // zpětná vazba stanovení rychlosti =>OW8030 [%]
// Z.MotionCommand.CommandCode
OW8008 = 4
END_IF
END_IF
// .....

```



```

// FFv .....
// Feed Forward pro PHASE Control
// !!! Je-li použit FFv musí být Pn109=0 nebo OW8030=0, viz. oblast 2.3
IF VAR_OWxx08AW4 = 25
    // Z.MotionCommand.CommandCode
    OW8008 = 25
    // Fázové posunutí 1.der.
    EXPRESSION(VAR_VMtransPoloha1000deg1 =
                = VAR_VMtransPoloha1000deg - VAR_fazeFFvAL10)
    // když je VAR_VMtransPoloha1000deg1 > 360[deg] nebo < 0[deg],
    // musí se transformovat +/- 360[deg]
    .....

    // 1.der. z.z.
    FGN(In: VAR_VMtransPoloha1000Deg1; Out:VAR_1DERzzFGNlong) 0003
    // Změna smyslu rotace SLAVE
    EXPRESSION(VAR_1DERzzFGNlong =
                = VAR_1DERzzFGNlong * VAR_SmyslSlaveAW36)
    // Rychlostní FFv (OW8016, OW8031, OL8010=konst.)
    EXPRESSION(VAR_OWxx31 = scale * ot/min * převod_do_jednotek_OW8031
                VAR_OLxx10 = VAR_OtMinPhaseAF32 * 360.0 )

    // Následují dvě metody průměrování veličiny PERR
    // Z.Position.Monitor.PERR (IL801A)
    ..... EXPRESSION(VAR_prumerPERR = ...
    // Kompenzace pomocí PERR (OLxx16) z každé hodnoty PERR
    EXPRESSION(VAR_OLxx16 = VAR_scalePerrAF34 * IL801A
    // Kompenzace pomocí PERR (OLxx16) z více hodnot PERR
    // EXPRESSION(VAR_OLxx16 = VAR_scalePerrAF34 * VAR_prumerPERR)

END_IF
// .....

// FFm .....
// Pro oba režimy (Position + Phase Control)
// Momentový FFm [Nm * převod ... do jednotek OL800C], OL800C[% Rated Torque]

    // Fázové posunutí 2.der. a Vnější momentové zátěže (společně)
    EXPRESSION(VAR_VMtransPoloha1000deg2 =
                = VAR_VMtransPoloha1000deg - VAR_fazeFFvAL10)
    // když je VAR_VMtransPoloha1000deg1 > 360[deg] nebo < 0[deg],
    // musí se transformovat +/- 360[deg]
    .....

    // 2.der. z.z.
    FGN(In: VAR_VMtransPoloha1000Deg2; Out:VAR_2DERzzFGNlong) 0003
    // Změna smyslu rotace SLAVE
    EXPRESSION(VAR_2DERzzFGNlong =
                = VAR_2DERzzFGNlong * VAR_SmyslSlaveAW36)
    // Vnější momentová zátěž
    FGN(In: VAR_VMtransPoloha1000Deg2; Out:VAR_VneMomentFGNlong) 0003

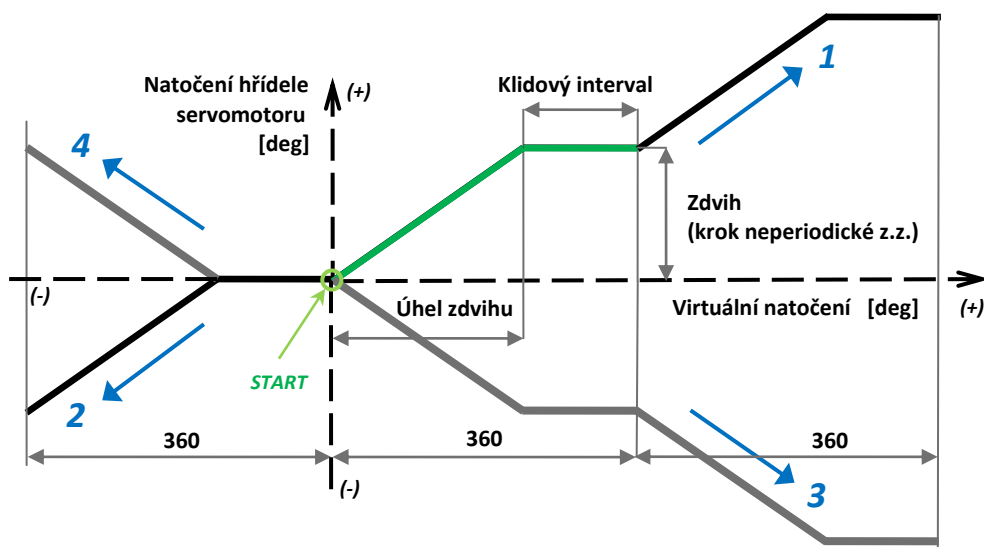
```

```
// Počáteční podmínky
... V této oblasti se definují (nulují) počáteční podmínky proměnných

// Definice OW8030
// Změna FFv (OW8030) pomocí OW8008=16 (KFS ... Change Feed Forward)
... Logika je taková, že jsou-li používána data 1. derivace, musí být OW8030=0
Pro POSITION Control i pro PHASE Control.
OW8030=1000 (tj. 100%) je pouze pro POSITION Control s definovanou
proměnnou VAR scaleFFvAF8=0
```

Poznámky:

1) Kombinací $\text{Sign}(\text{OtMin} [1/\text{min}])$ a $\text{Sign}(\text{SmyslSLAVE} [1])$ se definují čtyři pohyby pracovního členu podle obrázku *obr.6.25*. Zelená část jsou základní data (0., 1. a 2. derivace) zdvihové závislosti uložená v paměti *Controlleru*.



Obr.6.25 Modifikace neperiodické pohybové funkce

- 1 ... $\text{Sign}(\text{OtMin}) = 1$, $\text{Sign}(\text{SmyslSLAVE}) = 1$
- 2 ... $\text{Sign}(\text{OtMin}) = -1$, $\text{Sign}(\text{SmyslSLAVE}) = 1$
- 3 ... $\text{Sign}(\text{OtMin}) = 1$, $\text{Sign}(\text{SmyslSLAVE}) = -1$
- 4 ... $\text{Sign}(\text{OtMin}) = -1$, $\text{Sign}(\text{SmyslSLAVE}) = -1$

Kombinací těchto parametrů lze požadovaný pohyb jednoduše změnit podle požadavků a není třeba se zabývat změnou smyslů rotace, kterou mění různé typy mechanismů s konstantním převodem.

2) Využití hodnoty veličiny *PERR* (*Z.Position.Monitor.PERR...IL801A*) je v popisu algoritmu popsáno schématicky. Smyslem je, že se hodnota *PERR* zaznamenává, průměruje a měřítkuje konstantou *ScalePERR*. Následně se použije jako rychlost *OL8016* (*Z.Gain.SecondlySpeedCompensation* v odpovídajících jednotkách), která vstupuje do modře zakroužkovaného uzlu na *obr.6.18*. Vliv tohoto způsobu kompenzace je demonstrován v následujícím odstavci 6.4 v konfiguracích *III, VI a VII* (platné pouze pro *Phase Control*).

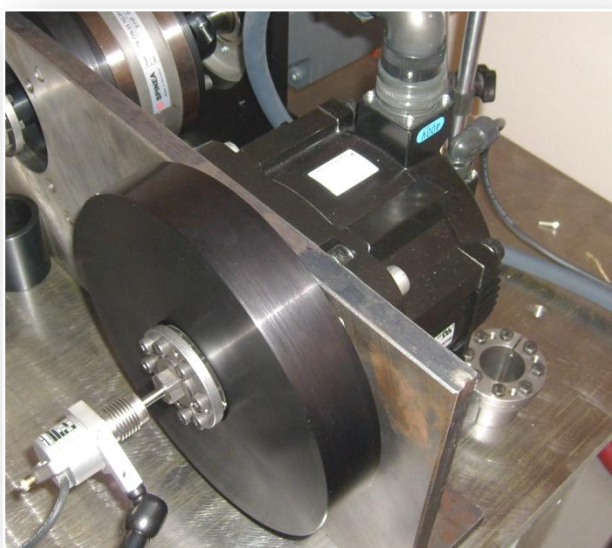
3) Vstup otáček *OtMin* [$1/\text{min}$] virtuálního natočení (*Master*) se v prvním *Rungu* oblasti *F2(1.4.2)* převede na rychlost v jednotkách [$0.001\text{deg}/\text{scan}$]. Protože je rychlost *Masteru* okamžitou rychlostí ve *Scanu*, je možné *Master* funkčně svázat s libovolnou nezávislou osou, kterou může být virtuální osa *A1*, tzn. platí $\text{Master} = f(A1)$. Takto pracuje pohybová funkce *CAM_VI* v manuálním režimu při aktivním tlačítku *CAM* s další volbou stavu stroje, např. při stisknutí tlačítka *Jog plus/minus*, *Hand Wheel* apod. Rovněž může být tímto způsobem řešen „rozeběh“ neperiodické pohybové funkce bez klidového intervalu, jako je pohon kliky přírazového mechanismu *RRRR* tkacího stroje *CAMEL*.

4) Vstup otáček *OtMinPHASE* [$1/\text{min}$] je okamžitým vstupním parametrem ve *Scanu* a v kódu funkce se převádí do jednotek registru *OL8010*. Pak lze tuto veličinu funkčně svázat např. s ručním kolečkem (externí *Encoder* ve smyslu *Hand Wheel*) a tímto způsobem (za chodu stroje) fázovat pracovní člen elektronické vačky s jinými pracovními členy stroje.

6.4 Polohová přesnost pohybové funkce

V kapitole 2.1 jsou definovány termíny *zdvihová závislost*, *pohybová funkce* a *polohová přesnost pohybové funkce* elektronické vačky. V tomto odstavci 6.4 uvedeme výsledky vlivu typu řízení a charakteristických parametrů na *polohovou přesnost pohybové funkce*. Monitorování polohové odchylky prostřednictvím veličiny *PERR* (IL801A) bylo prováděno na standu podle obr.6.26 v konfiguraci:

- Neperiodická zdvihová závislost polynomická (úhel zdvihu 90[deg], zdvih 90 [deg])
- Otáčky virtuálního hřídele (*Master*) 50 [1/min]
- Servomotor *SigmaV*, SGMGV-30D (2.9 kW)
- Moment setrvačnosti zátěže je 0.1 [kgm²]
- Stupeň regulace (*sr*) 4 nebo 6 podle obr.III.12 (*Dodatek III*)



Obr.6.26

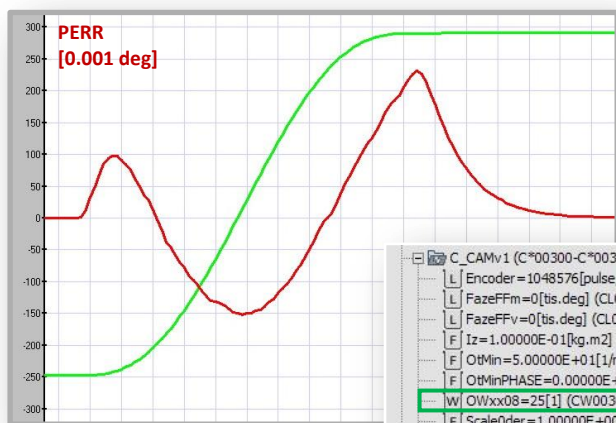
Monitorování PERR

Polohová odchylka *PERR* byla monitorována ve vývojovém prostředí *MPE720* s výsledky podle obr.6.27 až obr.6.34, které byly ověřeny nezávislým měřením (výsledky kontrolního měření nejsou uvedeny).

Na obrázcích je *PERR* (IL801A) v režimu řízení *Phase Control* (I až VII) a *Position Control* (VIII), a to pro vybrané konfigurace parametrů, které jsou zobrazeny v pravé části obrázků (*C* konstanty). Režim řízení *Phase Control* je pro aplikace vhodný z důvodu seřízení (sfázování) spolupracujících pohybů pracovních členů mechanismů stroje, proto je ukázka zaměřena na tento typ řízení. Výběr je proveden s ohledem na příkladnou demonstraci vlivu jednotlivých parametrů na polohovou odchylku *PERR*. Číslované **konfigurace** jsou:

- I.** *FFv* (bez posunutí 1. derivace), **sr4_Phase Control**
- II.** *FFv* + *FFm* (bez posunutí 1. derivace), **sr4_Phase Control**
- III.** *FFv* + *FFm* + *scalePERR* (bez posunutí 1. derivace), **sr4_Phase Control**
- IV.** *FFv* (s posunutím 1. derivace), **sr4_Phase Control**
- V.** *FFv* + *FFm* (s posunutím 1. derivace), **sr4_Phase Control**
- VI.** *FFv* + *FFm* + *scalePERR* (s posunutím 1. derivace), **sr4_Phase Control**
- VII.** *FFv* + *FFm* + *scalePERR* (s posunutím 1. derivace), **sr6_Phase Control**
- VIII.** *FFv*[%]+ *FFm*, **sr6_Position Control**

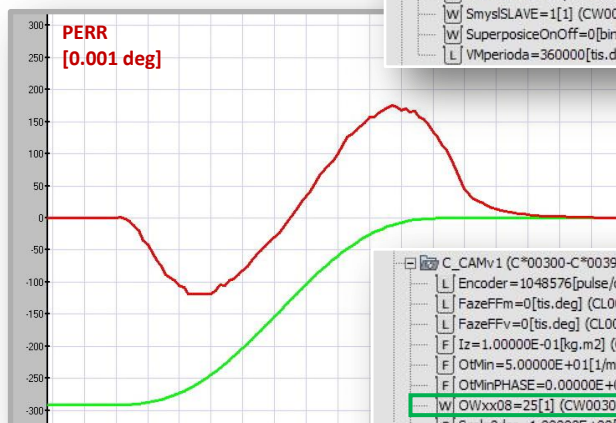
Jednotky na osách jsou: *X* [data_počet_scanů], *Y* [0.001 deg].


Obr.6.27 Konfigurace I
sr4

```

C_CAMv1 (C*00300-C*00399) : Funkce CAM_V1
  L Encoder=1048576[pulse/ot] (CL00318) : Encoder serva (1048576) nebo (131072)
  L FazeFFm=0[tis.deg] (CL00314) : Fazove posunuti FFm (2.der.+vnejsi zatizeni) [tisiciny deg]
  L FazeFFv=0[tis.deg] (CL00310) : Fazove posunuti FFv [tisiciny deg] ... +/- 320 pro phase a 2ms ScTime a smysl MASTER*
  F Iz=1.00000E-01[kg.m2] (CF00327) : Mom. setrv. zateze
  F OtMin=5.00000E+01[1/min] (CF00308) : Otacky (Master ... vitrualni hridel)
  F OtMinPHASE=0.00000E+00[1/min] (CF00329) : Fazove otacky v rezipu PHASE Control
  W OWxx08=25[1] (CW00304) : Motion Command (4 nebo 25)
  F Scale0der=1.00000E+00[1] (CF00305) : Scale 0.der.
  F Scale0DerKorekce=0.00000E+00[1] (CF00320) : Scale 0.der. korekcní funkce
  F ScaleFFm2Der=0.00000E+00[1] (CF00300) : Scale FFm 2.der.
  F ScaleFFmMoment=0.00000E+00[1] (CF00312) : Scale FFm vnejsi zatizeni
  F ScaleFFv=1.00000E+00[1] (CF00302) : Scale FFv
  F ScalePERR=0.00000E+00[1] (CF00331) : Korekce polohy pomoci PERR (OLxx16) ... 5(1.METODA)
  F ServoIm=4.60000E-03[kg.m2] (CF00323) : Mom. setrv. rotoru serva
  W ServoRatedSpeed=3000[1/min] (CW00322) : Rated Speed serva
  F ServoRatedTorque=1.86000E+01[N.m] (CF00325) : Rated Torque serva
  W SmyslSLAVE=1[1] (CW00333) : Smysl rotace SLAVE (+/- 1)
  W SuperposiceOnOff=0[bin] (CW00307) : Superposice s jinou z.z. (1_Ano / 0_Ne)
  L VMperioda=360000[tis.deg] (CL00316) : Perioda nez.prom. X (z.z.) [tisiciny deg]

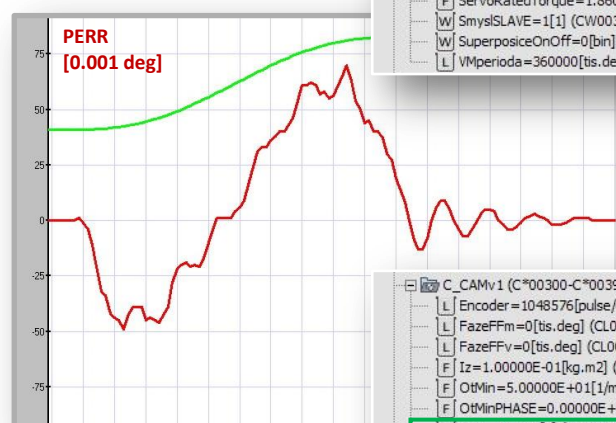
```


Obr.6.28 Konfigurace II
sr4

```

C_CAMv1 (C*00300-C*00399) : Funkce CAM_V1
  L Encoder=1048576[pulse/ot] (CL00318) : Encoder serva (1048576) nebo (131072)
  L FazeFFm=0[tis.deg] (CL00314) : Fazove posunuti FFm (2.der.+vnejsi zatizeni) [tisiciny deg]
  L FazeFFv=0[tis.deg] (CL00310) : Fazove posunuti FFv [tisiciny deg] ... +/- 320 pro phase a 2ms ScTime a smysl MASTER*
  F Iz=1.00000E-01[kg.m2] (CF00327) : Mom. setrv. zateze
  F OtMin=5.00000E+01[1/min] (CF00308) : Otacky (Master ... vitrualni hridel)
  F OtMinPHASE=0.00000E+00[1/min] (CF00329) : Fazove otacky v rezipu PHASE Control
  W OWxx08=25[1] (CW00304) : Motion Command (4 nebo 25)
  F Scale0der=1.00000E+00[1] (CF00305) : Scale 0.der.
  F Scale0DerKorekce=0.00000E+00[1] (CF00320) : Scale 0.der. korekcní funkce
  F ScaleFFm2Der=1.00000E+00[1] (CF00300) : Scale FFm 2.der.
  F ScaleFFmMoment=0.00000E+00[1] (CF00312) : Scale FFm vnejsi zatizeni
  F ScaleFFv=1.00000E+00[1] (CF00302) : Scale FFv
  F ScalePERR=0.00000E+00[1] (CF00331) : Korekce polohy pomoci PERR (OLxx16) ... 5(1.METODA)
  F ServoIm=4.60000E-03[kg.m2] (CF00323) : Mom. setrv. rotoru serva
  W ServoRatedSpeed=3000[1/min] (CW00322) : Rated Speed serva
  F ServoRatedTorque=1.86000E+01[N.m] (CF00325) : Rated Torque serva
  W SmyslSLAVE=1[1] (CW00333) : Smysl rotace SLAVE (+/- 1)
  W SuperposiceOnOff=0[bin] (CW00307) : Superposice s jinou z.z. (1_Ano / 0_Ne)
  L VMperioda=360000[tis.deg] (CL00316) : Perioda nez.prom. X (z.z.) [tisiciny deg]

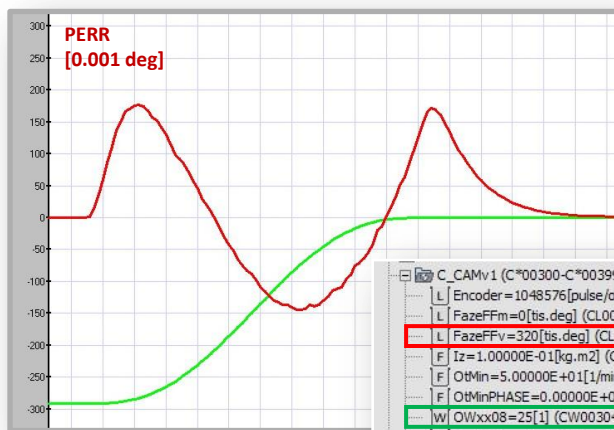
```


Obr.6.29 Konfigurace III
sr4

```

C_CAMv1 (C*00300-C*00399) : Funkce CAM_V1
  L Encoder=1048576[pulse/ot] (CL00318) : Encoder serva (1048576) nebo (131072)
  L FazeFFm=0[tis.deg] (CL00314) : Fazove posunuti FFm (2.der.+vnejsi zatizeni) [tisiciny deg]
  L FazeFFv=0[tis.deg] (CL00310) : Fazove posunuti FFv [tisiciny deg] ... +/- 320 pro phase a 2ms ScTime a smysl MASTER*
  F Iz=1.00000E-01[kg.m2] (CF00327) : Mom. setrv. zateze
  F OtMin=5.00000E+01[1/min] (CF00308) : Otacky (Master ... vitrualni hridel)
  F OtMinPHASE=0.00000E+00[1/min] (CF00329) : Fazove otacky v rezipu PHASE Control
  W OWxx08=25[1] (CW00304) : Motion Command (4 nebo 25)
  F Scale0der=1.00000E+00[1] (CF00305) : Scale 0.der.
  F Scale0DerKorekce=0.00000E+00[1] (CF00320) : Scale 0.der. korekcní funkce
  F ScaleFFm2Der=1.00000E+00[1] (CF00300) : Scale FFm 2.der.
  F ScaleFFmMoment=0.00000E+00[1] (CF00312) : Scale FFm vnejsi zatizeni
  F ScaleFFv=1.00000E+00[1] (CF00302) : Scale FFv
  F ScalePERR=5.00000E+00[1] (CF00331) : Korekce polohy pomoci PERR (OLxx16) ... 5(1.METODA)
  F ServoIm=4.60000E-03[kg.m2] (CF00323) : Mom. setrv. rotoru serva
  W ServoRatedSpeed=3000[1/min] (CW00322) : Rated Speed serva
  F ServoRatedTorque=1.86000E+01[N.m] (CF00325) : Rated Torque serva
  W SmyslSLAVE=1[1] (CW00333) : Smysl rotace SLAVE (+/- 1)
  W SuperposiceOnOff=0[bin] (CW00307) : Superposice s jinou z.z. (1_Ano / 0_Ne)
  L VMperioda=360000[tis.deg] (CL00316) : Perioda nez.prom. X (z.z.) [tisiciny deg]

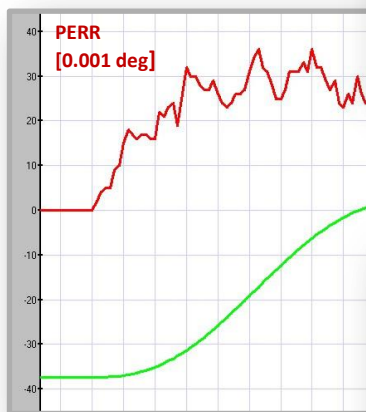
```

Obr.6.30 Konfigurace IV
sr4

```

C_CAMv1 (C*00300-C*00399) : Funkce CAM_V1
  L Encoder=1048576[pulse/ot] (CL00318) : Encoder serva (1048576) nebo (131072)
  L FazeFFm=0[tis.deg] (CL00314) : Fazove posunuti FFm (2.der.+vnejsi zatizeni) [tisiciny deg]
  L FazeFFv=320[tis.deg] (CL00310) : Fazove posunuti FFv [tisiciny deg] ... "+/- 320 pro phase a 2ms ScTime a smysl MASTER"
  F Iz=1.00000E-01[kg.m2] (CF00327) : Mom. setrv. zateze
  F OtMin=5.00000E+01[1/min] (CF00308) : Otacky (Master ... vitrualni hridel)
  F OtMinPHASE=0.00000E+00[1/min] (CF00329) : Fazove otacky v rezimu PHASE Control
  W OWxx08=25[1] (CW00304) : Motion Command (4 nebo 25)
  F Scale0der=1.00000E+00[1] (CF00305) : Scale 0.der.
  F Scale0DerKorekce=0.00000E+00[1] (CF00320) : Scale 0.der. korekcní funkce
  F ScaleFFm2Der=0.00000E+00[1] (CF00300) : Scale FFm 2.der.
  F ScaleFFmMoment=0.00000E+00[1] (CF00312) : Scale FFm vnejsi zatizeni
  F ScaleFFv=1.00000E+00[1] (CF00302) : Scale FFv
  F ScalePERR=0.00000E+00[1] (CF00331) : Korekce polohy pomodi PERR (OLxx16) ... 5(1.METODA)
  F ServoIm=4.60000E-03[kg.m2] (CF00323) : Mom. setrv. rotoru serva
  W ServoRatedSpeed=3000[1/min] (CW00322) : Rated Speed serva
  F ServoRatedTorque=1.86000E+01[N.m] (CF00325) : Rated Torque serva
  W SmyslSLAVE=1[1] (CW00333) : Smysl rotace SLAVE (+/- 1)
  W SuperposiceOnOff=0[bin] (CW00307) : Superposice s jinou z.z. (1_Ano / 0_Ne)
  L VMperioda=360000[tis.deg] (CL00316) : Perioda nez.prom. X (z.z.) [tisiciny deg]

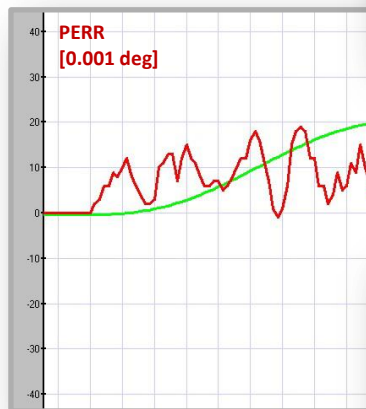
```

Obr.6.31 Konfigurace V
sr4

```

C_CAMv1 (C*00300-C*00399) : Funkce CAM_V1
  L Encoder=1048576[pulse/ot] (CL00318) : Encoder serva (1048576) nebo (131072)
  L FazeFFm=0[tis.deg] (CL00314) : Fazove posunuti FFm (2.der.+vnejsi zatizeni) [tisiciny deg]
  L FazeFFv=320[tis.deg] (CL00310) : Fazove posunuti FFv [tisiciny deg] ... "+/- 320 pro phase a 2ms ScTime a smysl MASTER"
  F Iz=1.00000E-01[kg.m2] (CF00327) : Mom. setrv. zateze
  F OtMin=5.00000E+01[1/min] (CF00308) : Otacky (Master ... vitrualni hridel)
  F OtMinPHASE=0.00000E+00[1/min] (CF00329) : Fazove otacky v rezimu PHASE Control
  W OWxx08=25[1] (CW00304) : Motion Command (4 nebo 25)
  F Scale0der=1.00000E+00[1] (CF00305) : Scale 0.der.
  F Scale0DerKorekce=0.00000E+00[1] (CF00320) : Scale 0.der. korekcní funkce
  F ScaleFFm2Der=1.00000E+00[1] (CF00300) : Scale FFm 2.der.
  F ScaleFFmMoment=0.00000E+00[1] (CF00312) : Scale FFm vnejsi zatizeni
  F ScaleFFv=1.00000E+00[1] (CF00302) : Scale FFv
  F ScalePERR=0.00000E+00[1] (CF00331) : Korekce polohy pomodi PERR (OLxx16) ... 5(1.METODA)
  F ServoIm=4.60000E-03[kg.m2] (CF00323) : Mom. setrv. rotoru serva
  W ServoRatedSpeed=3000[1/min] (CW00322) : Rated Speed serva
  F ServoRatedTorque=1.86000E+01[N.m] (CF00325) : Rated Torque serva
  W SmyslSLAVE=1[1] (CW00333) : Smysl rotace SLAVE (+/- 1)
  W SuperposiceOnOff=0[bin] (CW00307) : Superposice s jinou z.z. (1_Ano / 0_Ne)
  L VMperioda=360000[tis.deg] (CL00316) : Perioda nez.prom. X (z.z.) [tisiciny deg]

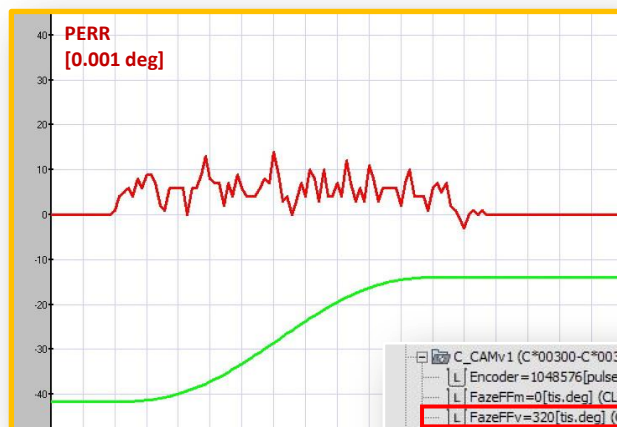
```

Obr.6.32 Konfigurace VI
sr4

```

Constant Variable
C_CAMv1 (C*00300-C*00399) : Funkce CAM_V1
  L Encoder=1048576[pulse/ot] (CL00318) : Encoder serva (1048576) nebo (131072)
  L FazeFFm=0[tis.deg] (CL00314) : Fazove posunuti FFm (2.der.+vnejsi zatizeni) [tisiciny deg]
  L FazeFFv=320[tis.deg] (CL00310) : Fazove posunuti FFv [tisiciny deg] ... "+/- 320 pro phase a 2ms ScTime a smysl MASTER"
  F Iz=1.00000E-01[kg.m2] (CF00327) : Mom. setrv. zateze
  F OtMin=5.00000E+01[1/min] (CF00308) : Otacky (Master ... vitrualni hridel)
  F OtMinPHASE=0.00000E+00[1/min] (CF00329) : Fazove otacky v rezimu PHASE Control
  W OWxx08=25[1] (CW00304) : Motion Command (4 nebo 25)
  F Scale0der=1.00000E+00[1] (CF00305) : Scale 0.der.
  F Scale0DerKorekce=0.00000E+00[1] (CF00320) : Scale 0.der. korekcní funkce
  F ScaleFFm2Der=1.00000E+00[1] (CF00300) : Scale FFm 2.der.
  F ScaleFFmMoment=0.00000E+00[1] (CF00312) : Scale FFm vnejsi zatizeni
  F ScaleFFv=1.00000E+00[1] (CF00302) : Scale FFv
  F ScalePERR=5.00000E+00[1] (CF00331) : Korekce polohy pomodi PERR (OLxx16) ... 5(1.METODA)
  F ServoIm=4.60000E-03[kg.m2] (CF00323) : Mom. setrv. rotoru serva
  W ServoRatedSpeed=3000[1/min] (CW00322) : Rated Speed serva
  F ServoRatedTorque=1.86000E+01[N.m] (CF00325) : Rated Torque serva
  W SmyslSLAVE=1[1] (CW00333) : Smysl rotace SLAVE (+/- 1)
  W SuperposiceOnOff=0[bin] (CW00307) : Superposice s jinou z.z. (1_Ano / 0_Ne)
  L VMperioda=360000[tis.deg] (CL00316) : Perioda nez.prom. X (z.z.) [tisiciny deg]

```

Obr.6.33 Konfigurace VII
sr6

```

C_CAMv1 (C*00300-C*00399) : Funkce CAM_V1
L Encoder=1048576[pulse/ot] (CL00318) : Encoder serva (1048576) nebo (131072)
L FazeFFm=0[tis.deg] (CL00314) : Fazove posunuti FFm (2.der.+vnejsi zatizeni) [tisiciny deg]
L FazeFFv=320[tis.deg] (CL00310) : Fazove posunuti FFv [tisiciny deg] ... "+/- 320 pro phase a 2ms ScTime a smysl MASTER"
F Iz=1.00000E-01[kg.m2] (CF00327) : Mom. setrv. zateze
F OtMin=5.00000E+01[1/min] (CF00308) : Otacky (Master ... virtualni hridel)
F OtMinPHASE=0.00000E+00[1/min] (CF00329) : Fazove otacky v reziimu PHASE Control
W OWxx08=25[1] (CW00304) : Motion Command (4 nebo 25)
F Scale0der=1.00000E+00[1] (CF00305) : Scale 0.der.
F Scale0derKorekce=0.00000E+00[1] (CF00320) : Scale 0.der. korekcní funkce
F ScaleFFm2Der=1.00000E+00[1] (CF00300) : Scale FFm 2.der.
F ScaleFFmMoment=0.00000E+00[1] (CF00312) : Scale FFm vnejsi zatizeni
F ScaleFFv=1.00000E+00[1] (CF00302) : Scale FFv
F ScalePERR=5.00000E+00[1] (CF00331) : Korekce polohy pomodi PERR (OLxx16) ... 5(1.METODA)
F ServoIm=4.60000E-03[kg.m2] (CF00323) : Mom. setrv. rotoru serva
W ServoRatedSpeed=3000[1/min] (CW00322) : Rated Speed serva
F ServoRatedTorque=1.86000E+01[N.m] (CF00325) : Rated Torque serva
W SmyslSLAVE=1[1] (CW00333) : Smysl rotace SLAVE (+/- 1)
W SuperposiceOnOff=0[bin] (CW00307) : Superposice s jinou z.z. (1_Ano / 0_Ne)
L VMperioda=360000[tis.deg] (CL00316) : Perioda nez.prom. X (z.z.) [tisiciny deg]

```



Obr.6.34 Konfigurace VIII
sr6

```

Constant Variable
C_CAMv1 (C*00300-C*00399) : Funkce CAM_V1
L Encoder=1048576[pulse/ot] (CL00318) : Encoder serva (1048576) nebo (131072)
L FazeFFm=0[tis.deg] (CL00314) : Fazove posunuti FFm (2.der.+vnejsi zatizeni) [tisiciny deg]
L FazeFFv=0[tis.deg] (CL00310) : Fazove posunuti FFv [tisiciny deg] ... "+/- 320 pro phase a 2ms ScTime a smysl MASTER"
F Iz=1.00000E-01[kg.m2] (CF00327) : Mom. setrv. zateze
F OtMin=5.00000E+01[1/min] (CF00308) : Otacky (Master ... virtualni hridel)
F OtMinPHASE=0.00000E+00[1/min] (CF00329) : Fazove otacky v reziimu PHASE Control
W OWxx08=4[1] (CW00304) : Motion Command (4 nebo 25)
F Scale0der=1.00000E+00[1] (CF00305) : Scale 0.der.
F Scale0derKorekce=0.00000E+00[1] (CF00320) : Scale 0.der. korekcní funkce
F ScaleFFm2Der=1.00000E+00[1] (CF00300) : Scale FFm 2.der.
F ScaleFFmMoment=0.00000E+00[1] (CF00312) : Scale FFm vnejsi zatizeni
F ScaleFFv=0.00000E+00[1] (CF00302) : Scale FFv
F ScalePERR=0.00000E+00[1] (CF00331) : Korekce polohy pomodi PERR (OLxx16) ... 5(1.METODA)
F ServoIm=4.60000E-03[kg.m2] (CF00323) : Mom. setrv. rotoru serva
W ServoRatedSpeed=3000[1/min] (CW00322) : Rated Speed serva
F ServoRatedTorque=1.86000E+01[N.m] (CF00325) : Rated Torque serva
W SmyslSLAVE=1[1] (CW00333) : Smysl rotace SLAVE (+/- 1)
W SuperposiceOnOff=0[bin] (CW00307) : Superposice s jinou z.z. (1_Ano / 0_Ne)
L VMperioda=360000[tis.deg] (CL00316) : Perioda nez.prom. X (z.z.) [tisiciny deg]

```

Podle obr.6.33 a obr.6.34 dosahuje polohová odchylka *PERR* přepočtená na oblouk s radiusem 100 [mm] hodnotu menší než 0.02 [mm].

Jiný způsob kompenzace *PERR* popisuje práce [27] a jedná se superposici požadované zdvihové závislosti s korekční funkcí (viz. algoritmus kódu funkce *CAM_V1*), která je modelovaná podle průběhu 2. derivace zdvihové závislosti. Výsledky [27] jsou uvedeny v odstavci 6.4.1. Měření a vyhodnocení provedl Ing. Martin Bušek, Ph.D.

6.4.1 Možnosti minimalizace polohové odchylky (PERR)

Minimalizace *PERR* je možná kombinací níže uvedených kroků.

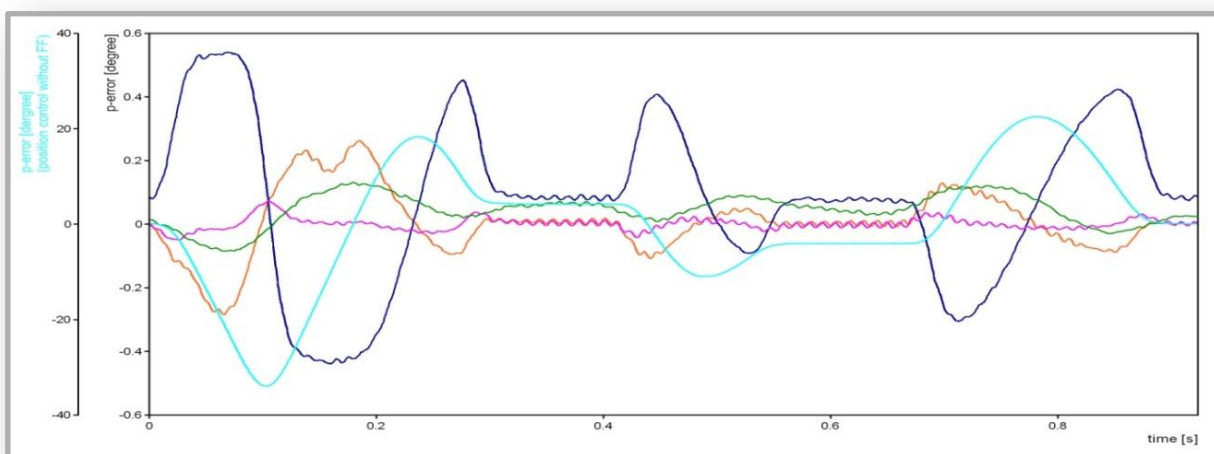
1. Nastavení parametrů regulátorů polohy a rychlosti v kaskádním uspořádání na mez stability, resp. do únosné rezonance dílců stroje.

2. Využití správně definované dopředné rychlostní a momentové vazby.

3. Vzájemným fázovým posunutím kinematických veličin zdvihové závislosti ovlivňovat velikost *PERR* v režimu fázového řízení (*Phase Control*) a v režimu polohového řízení (*Position Control* ... za předpokladu využití dopředné vazby rychlosti registrem *OL8031*, při hodnotě *OW8030=0%*). Uvedené předchozí obrázky a pokusy na zařízeních ukazují na značný vliv fázového posunutí dat 1. *derivace*, resp. *rychlosti*, na velikost *PERR*. Fázové posunutí dat 2. *derivace*, resp. *zrychlení*, nejvíce ovlivňuje průběh 2. *derivace* pohybové funkce, která se podílí na velikosti reziduálních kmitů v oblastech klidu pracovního pohybu (*kapitola 4*).

4. Oprava polohových dat zdvihové závislosti (*on-line*). Tato oprava je možná s využitím poznatku o charakteru průběhu *PERR*. V polohovém i fázovém řízení má průběh *PERR* při určité kombinaci parametrů charakter 2. *derivace zdvihové závislosti* a to stejný nebo zrcadlený [27]. Je-li hodnota 2. *derivace zdvihové závislosti*, která je v paměti *Controlleru*, násobena vhodnou konstantou (*korekční funkce* v kódu *CAM_VI*) a přičtena nebo odečtena k polohovým datům, dojde ke změně polohových dat a k minimalizaci *PERR*. Nevýhodou tohoto způsobu kompenzace *PERR* je nezbytnost měření polohové odchylky pohybové funkce pomocí externího snímače. Systémové monitorování *PERR* se totiž vztahuje k superponovaným hodnotám (teoretická data plus korekční funkce).

Výše uvedené body jsou na *obr.6.35* a *obr.6.36* promítnuty do grafického přehledu dosažené *PERR* pro jednotlivá nastavení regulační struktury servopohonu, resp. elektronické vačky.



Obr.6.35 *PERR* (zdvihová závislost podle VDI 2143, otáčky 65 [1/min])

Legenda k *obr.6.35*

Světle modrá ... polohové řízení bez dopředných vazeb ($P_v=100\text{Hz}$, $T_i=10\text{ms}$, $P_p=140\text{Hz}$)

Legenda k *obr.6.36*

Světle modrá ... polohové řízení bez dopředných vazeb ($P_v=85\text{Hz}$, $T_i=10\text{ms}$, $P_p=85\text{Hz}$)

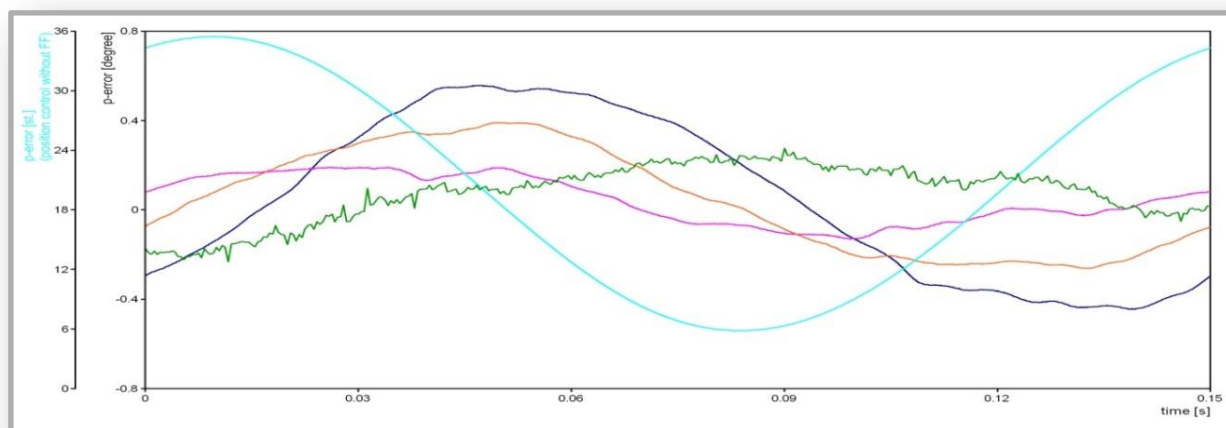
Legenda k obr.6.35 a obr.6.36

Oranžová ... polohové řízení s rychlostním $FFv = 100\%$ ($OW8030 = 10000$)

Modrá ... fázové řízení s rychlostním a momentovým FF (žádné posunutí zdrojových dat)

Fialová ... fázové řízení s rychlostním a momentovým FF (fázové posunutí 1. derivace)

Zelená ... stejné jako modrá, oprava zdrojových dat podle průběhu 2. derivace



Obr.6.36 PERR (zdvihová závislost hlavního pohonu tkacího stroje, otáčky 400 [1/min])

PERR pohybových funkcí elektronických vaček je veličina závislá na mnoha parametrech a bude vždy záležet na konkrétní aplikaci, na technologicko-výrobních požadavcích a na skutečném nastavení parametrů regulačních struktur. Předvídat tuto hodnotu bez možnosti konečného měření je problematické.

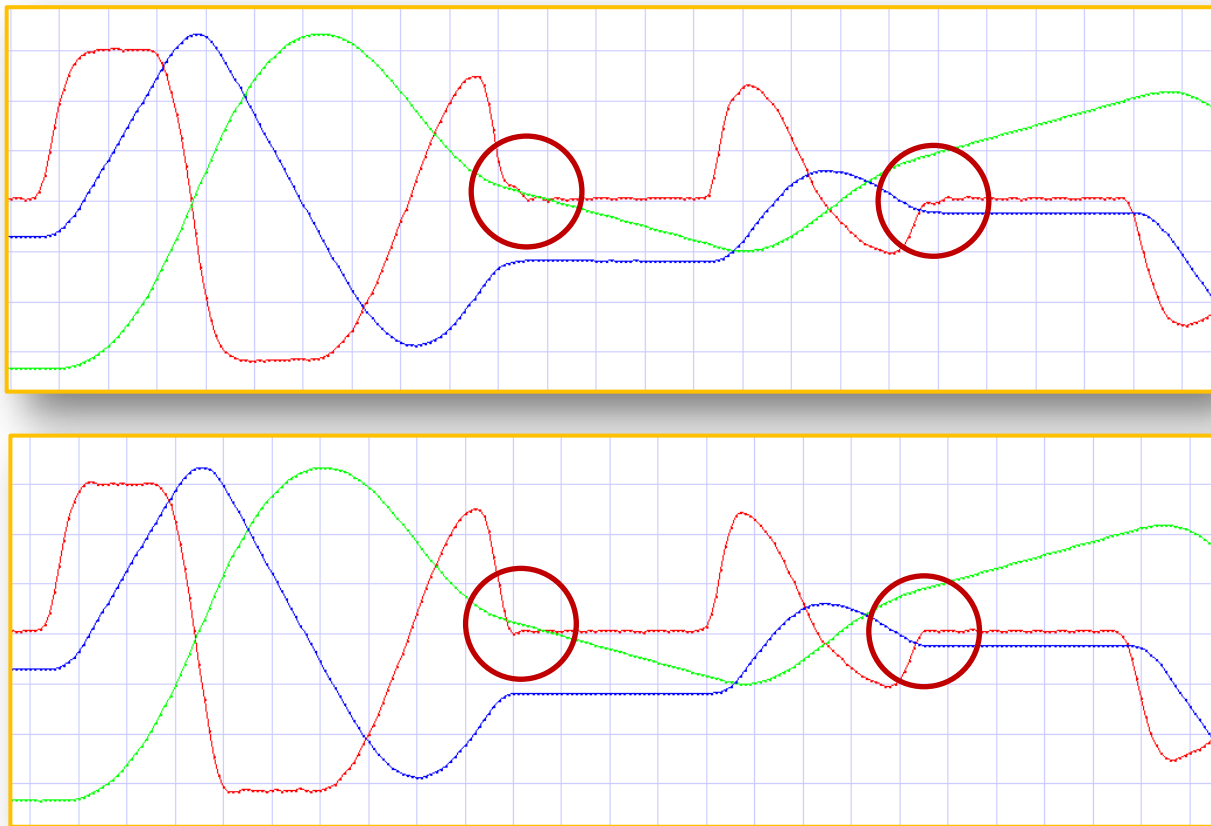
6.5 Monitorování kinematických veličin pohybových funkcí

Monitorování kinematických veličin pohybových funkcí (zdvih, rychlost a zrychlení) je důležité z mnoha důvodů. Průběhy funkcí vypovídají např. o mechanické poddajnosti systému nebo o vlastnostech elektromagnetické vazby stator-rotor (vlastnosti a parametry regulátorů). Není však vždy možné měřit kinematické veličiny pohybových funkcí na hřídeli servomotoru nezávislými snímači a metodami. K monitorování skutečné budící pohybové funkce na hřídeli rotoru lze využít *Encoderu* servomotoru a systémem nabízené monitorovací funkce a proměnné (registry).

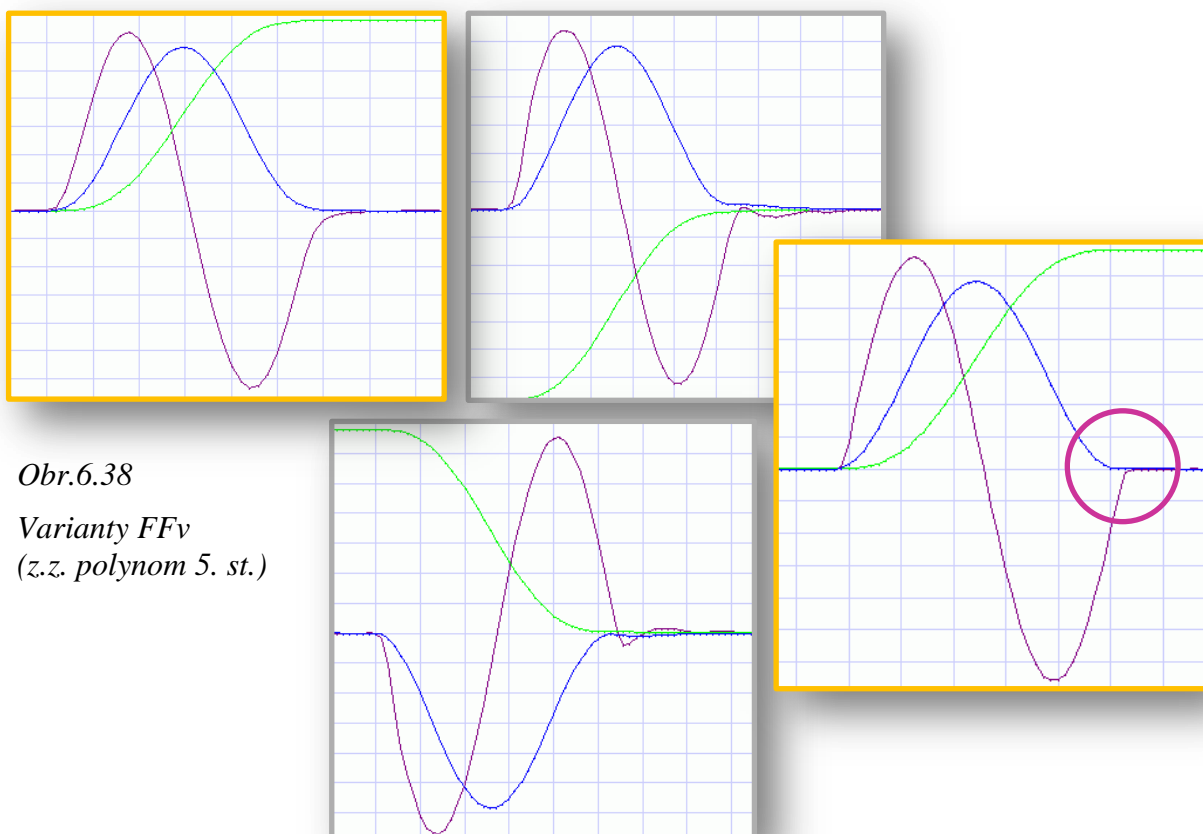
Jednou z metod monitorování je vytvoření uživatelské funkce, která v každém scanu načítá po zadaný počet period pohybové funkce veličinu *IL8040 (Feedback Speed)*, její hodnota je ovlivněna parametrem *No.42* podle obr.6.21) v jednotkách *OW8003* (obr.6.22) do definované oblasti paměti kontroleru. Pak lze pohyb elektronické vačky zastavit a data z paměti zpracovat do dráhy, rychlosti a zrychlení. Monitorovat lze s možností průměrování zadaného počtu hodnot a křivky funkce vyhlazovat. Smyslem vyhlazení je odstranit rušivé vlivy a zachytit sledovanou změnu (např. stupeň a parametry regulace) v průběhu funkce. Tímto způsobem jsou zaznamenány kinematické veličiny testovaných zdvihových závislostí v [26] a na všech funkčních průbězích v disertační práci, kde se vyskytuje zrychlení. Jsou to např. obrázky v *Dodatku III* (obr. III.10) nebo obrázky v kapitole 4 (obr.4.38 a obr.4.43).

Na závěr jsou pro ilustraci uvedeny na obr.6.37 dva monitorované průběhy kinematických veličin pohybové funkce podle *VDI 2143* s různým nastavením dopředné

momentové vazby (FFm). Sledovanou veličinou je funkce zrychlení a její tvar na začátku úseku s konstantní rychlostí (označeno). Tímto způsobem lze získat velmi přesně potřebné informace, např. o vlivu budicí funkce (zrychlení) na vznik a velikost reziduálních kmitů na začátku oblasti klidu pohybové funkce, jak ukazují varianty hodnot rychlostní dopředné vazby (FFv) na obr.6.38.



Obr.6.37 Monitorované kinematické veličiny pohybové funkce podle VDI 2143



Obr.6.38

Varianty FFv
(z.z. polynom 5. st.)

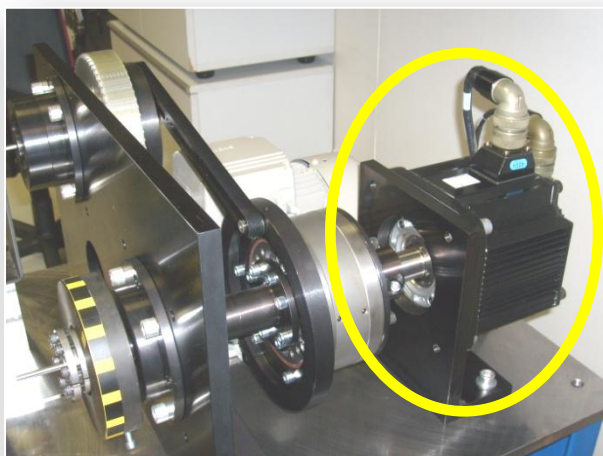
6.6 Závěr kapitoly

Účelem kapitoly bylo popsat a zdůraznit úzkou vazbu mezi vlastním řídicím systémem výrobního stroje a realizací pracovního pohybu elektronickou vačkou. Byla demonstrována a metodicky popsána hlavní varianta, kterou je vytvoření komplexního jednoosého řídicího systému v jednom hardwarovém a v softwarového rámci elektronické vačky *Yaskawa*.

Druhou variantou, která není předmětem disertační práce, je integrace systému elektronické vačky *Yaskawa* do jiného nadřazeného řídicího systému stroje, např. *Siemens*. Tato druhá varianta je neméně důležitá a umožňuje samostatný a nezávislý vývoj mechanismů s elektronickou vačkou. Jako příklad lze uvést integraci mechanismu výměny nástrojů obráběcího stroje, přetáčení zásobníku tyčí vícevřetenových soustružnických automatů nebo začlenění elementů pružné automatizace (otočné a indexovací stoly) do výrobních systémů. V tomto směru lze použít všech uvedených metodických postupů.

U obou způsobů spolupráce elektronické vačky s řídicím systémem stroje se v konečné fázi řeší dynamika pracovního členu mechanismu a jeho polohová přesnost. Především otázka polohové přesnosti a její garance v době návrhu mechanismu je problematická, jak je popsáno v odstavci 6.4.

Ve VÚTS a.s. jsou výzkumné práce v oblasti variant řídicích systémů a integrace elektronických vaček do nadřazených systémů jedním z předmětů probíhajících projektů *TANDEM* a *TIP*, u kterých autor disertační práce určil koncepci a směr výzkumně vývojových prací. Obě koncepce byly postaveny na výsledcích úspěšně ukončeného projektu *EUREKA* (2004-06 s hodnocením oponentní komise *V-vynikající výsledky*), který se zabýval výzkumem zdvihových závislostí elektronických vaček. Autor byl hlavním řešitelem tohoto projektu, ve kterém byl položen základ dalšího výzkumu a mechatronických aplikací ve VÚTS a.s. Jednou z vyvinutých aplikací je *mechatronický diferenciální pohonný systém*, který je předmětem následující kapitoly. V tomto pohonném systému je *elektronická vačka* použita jako samostatný konstrukční prvek reprezentovaný *elektroskříní* a *servomotorem* podle obr.6.39. V diferenciálním pohonu je realizace řídicího systému možná oběma výše popsanými variantami. Elektronická vačka je v této podobě standardním prvkem výrobního programu VÚTS a.s.



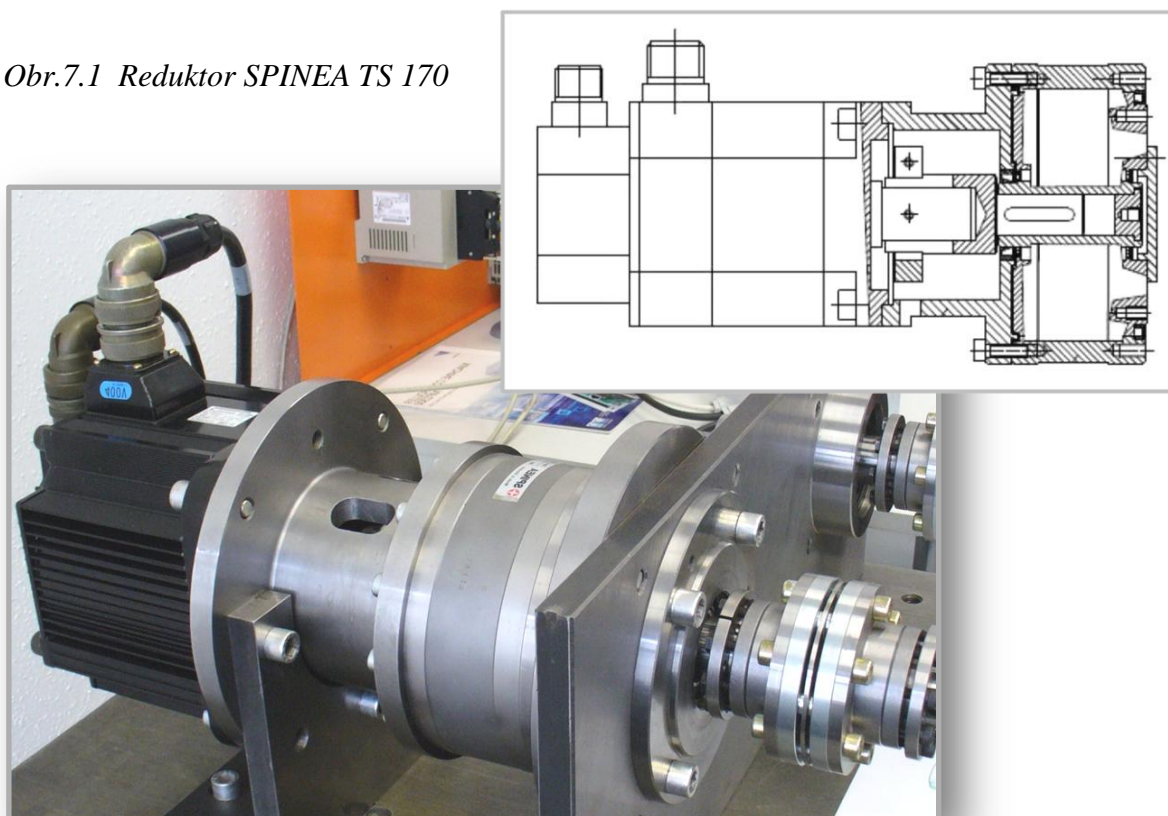
Obr.6.39

*Elektroskříň a servomotor elektronické vačky
v diferenciálním pohonném systému*

7. Mechatronická řešení pohonů pracovních členů mechanismů

Kapitola 7 se zabývá především paralelní konfigurací rovinných kinematických řetězců mechanismů s konstantním a nekonstantním převodem, které transformují budící kinematickou funkci elektronické vačky na zdvihovou závislost pracovního členu. Kritériem je dosažení co nejvyšší dynamiky pohybu, resp. co nejvyššího počtu pracovních cyklů v daném čase. Základním mechanismem je konstantní převod. Je uvažována planetová převodovka s centrickým vstupem a výstupem, kterou je možné použít ve smyslu *diferenciálu* (paralelní člen kinematického řetězce se dvěma vstupy a jedním výstupem). Jsou to např. převodovky typu *ALFA* nebo typu *SPINEA*. Na *obr.7.1* je použití reduktoru *SPINEA TS 170* v konfiguraci konstantního převodu do pomalu ($i = 33$) na dynamickém standu elektronické vačky se servomotorem *Yaskawa SGMGH-30D* (2,9 kW).

Obr.7.1 Reduktor SPINEA TS 170



7.1 Paralelní konfigurace kinematického řetězce

Při použití převodovek nebo reduktorů podle *obr.7.1* dochází k vyšším nárokům na dynamiku pohybu rotoru servomotoru. Servomotor je značně zatěžován svým vlastním momentem setrvačnosti rotoru, což snižuje oblast použitelnosti elektronických vaček.

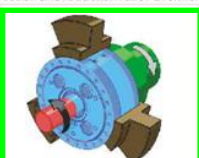



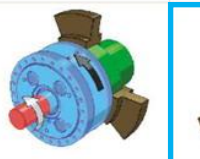


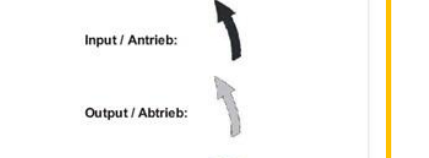
Uvedený nedostatek ve velké míře odstraňuje *způsob* pohonu pracovních členů mechanismů pomocí *mechatronického diferenciálního pohonného systému* [28]. Systém se skládá ze dvou vstupních definovaných funkcí pohybu, které svojí superpozicí dávají výsledný požadovaný pracovní pohyb výstupního členu mechanismu. Příkladem provedení je aplikace *způsobu* na obecném diferenciálu s centrickým vstupem a výstupem, kterým je např. reduktor *SPINEA*. Podstata způsobu vytvoření definovaného výstupního periodického nebo neperiodického pohybu spočívá v tom, že jeden vstupní pohyb je odvozen od zdvihové závislosti elektronické vačky a je na tom vstupu diferenciálu, který je na *obr.7.2* označen

červeně a na ostatních obrázcích je pod číslem 2 členu mechanismu s konstantním převodem. Na *jednom* ze vstupů diferenciálu je tedy přímo zdvihová závislost elektronické vačky nebo její transformace konstantním převodem. *Druhý* vstupní pohyb je pak odvozen od kloubového (obr.7.4), vačkového (obr.7.3) nebo jiného rotačního pohybu a je na členu, který je na obr.7.2 označen modrým orámováním a na ostatních obrázcích mechanismu s konstantním převodem je pod číslem 5.

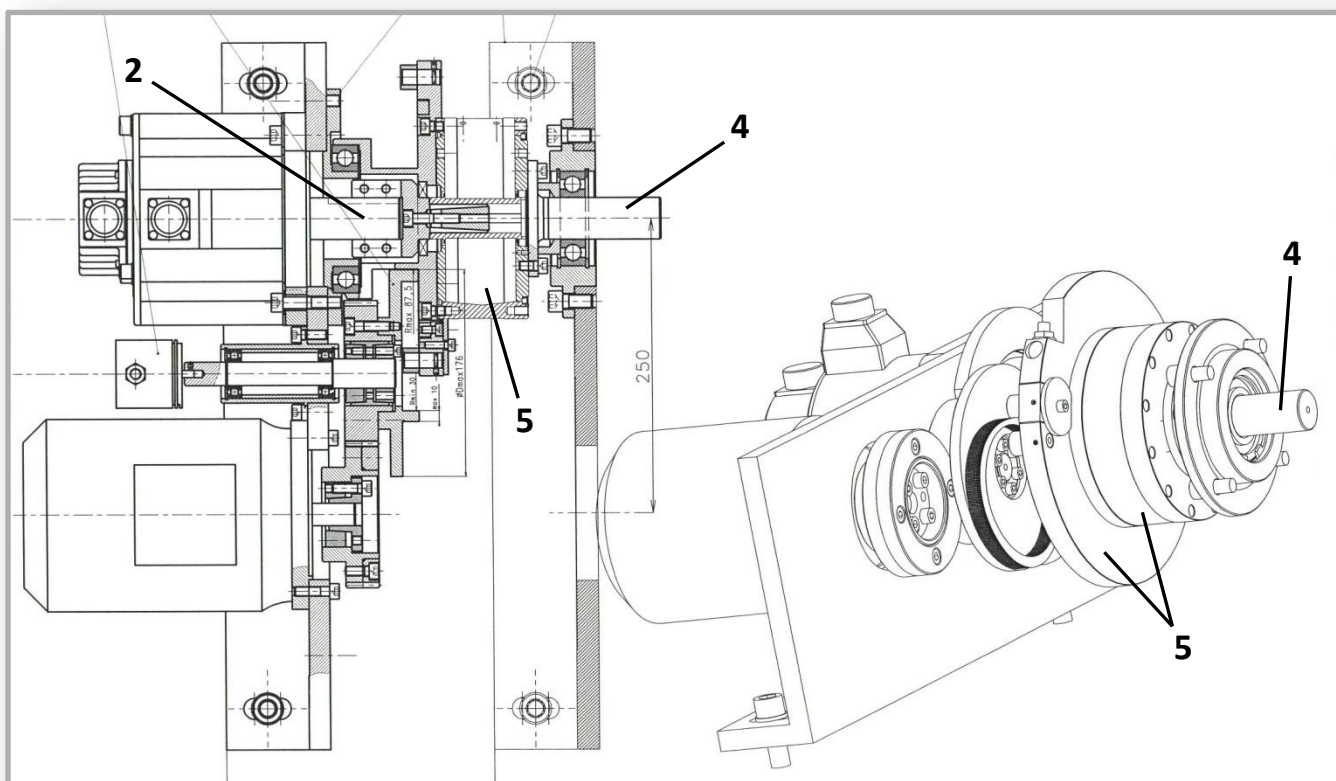
Variantní kinematické možnosti použití převodovky SPINEA jsou nejlépe zobrazeny na firemním katalogovém listě na obr.7.2 s převodovými poměry $i_{out} = \dots$

Obr.7.2 Variabilita převodovky SPINEA

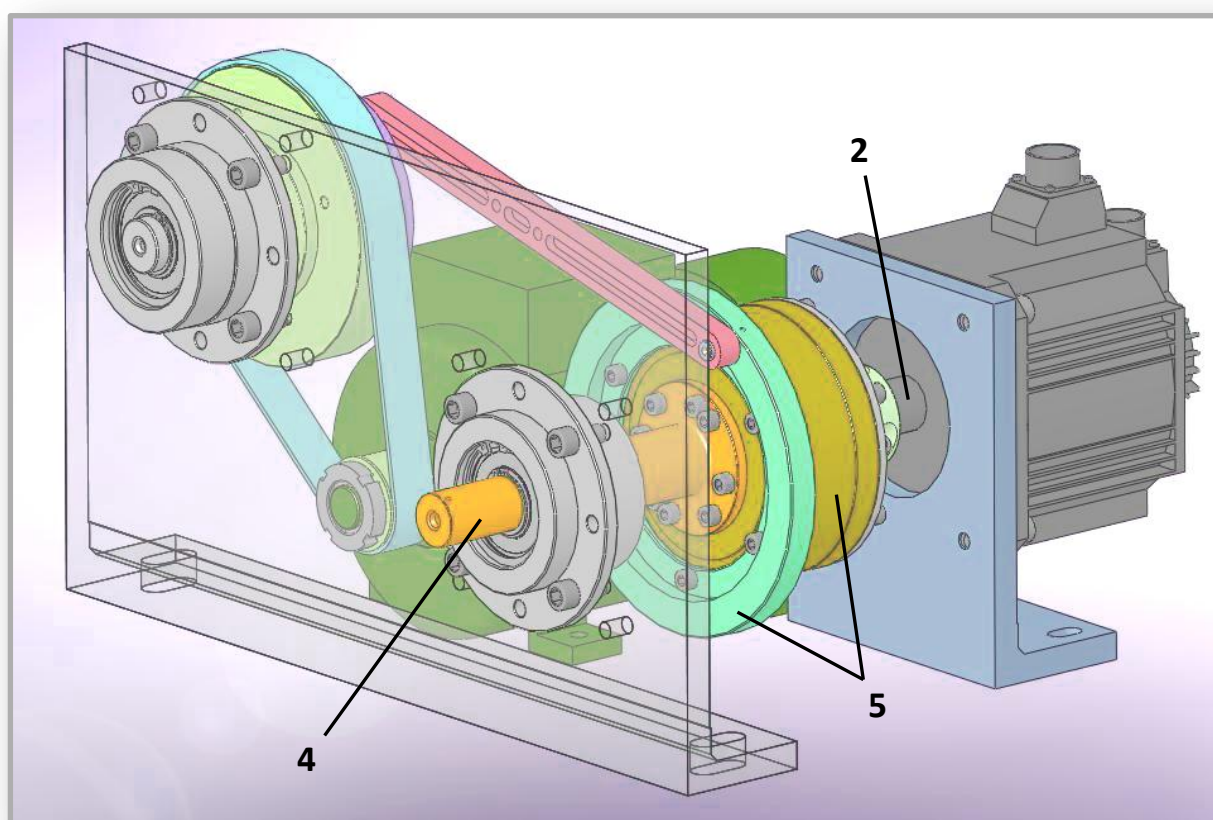
Tab. 3.16: Rotary direction and reduction ratio / Drehrichtung und Übersetzung abhängig von Antriebsart

Speed Reduction Antrieb Drehrichtung Übersetzung			
	Input / Antrieb: Input shaft / Eingangswelle Output / Abtrieb: Output flange / Abtriebsflansch Fixed / Fest: Case / Gehäuse	Input / Antrieb: Input shaft / Eingangswelle Output / Abtrieb: Case / Gehäuse Fixed / Fest: Output flange / Abtriebsflansch	Input / Antrieb: Output flange / Eingangswelle Output / Abtrieb: Case / Gehäuse Fixed / Fest: Input shaft / Eingangswelle
	$i_{out} = -i$	$i_{out} = i+1$	$i = \frac{i+1}{i}$
Speed Acceleration Antrieb Drehrichtung Übersetzung			
	Input / Antrieb: Output flange / Abtriebsflansch Output / Abtrieb: Input shaft / Eingangswelle Fixed / Fest: Case / Gehäuse	Input / Antrieb: Case / Gehäuse Output / Abtrieb: Input shaft / Eingangswelle Fixed / Fest: Output flange / Abtriebsflansch	Input / Antrieb: Case / Gehäuse Output / Abtrieb: Output flange / Abtriebsflansch Fixed / Fest: Input shaft / Eingangswelle
	$i = -\frac{1}{i}$	$i = \frac{1}{i+1}$	$i = \frac{i}{i+1}$
Differential configuration Antrieb Drehrichtung Übersetzung			
	All three parts can rotate Drei-Wellen-Getriebe	Fixed / Fest:	

Paralelní konfigurace kinematického řetězce s použitím planetové převodovky jako diferenciálu se dvěma vstupy je na obr.7.3 a obr.7.4. Vezmeme-li číslování členů podle obr.7.5 a popisujeme-li princip podle obr.7.4, tak na pracovní rotační pohyb členu 4 je redukována pracovní hmota s definovanou zdvihovou závislostí a vnější momentovou zátěží. Silový pohyb členu 5 je odvozen od vahadla čtyřkloubového mechanismu (RRRR) a tento pohyb je určen svými charakteristickými geometrickými rozměry (Dodatek IV). Konstantní rotace kliky mechanismu RRRR je zajištěna klasickým motorem a jeho otáčky jsou snímány externím *Encoderem*, který je *Masterem* (nezávisle proměnnou vstupující do PLC systému *Controlleru*) pro vstupní pohyb 2 elektronické vačky (hřídel servomotoru). Pracovní zdvihová závislost členu 4 je tedy *výstupem* diferenciálu, jehož *jeden vstup je silový periodický pohyb členu 5* a *druhý vstup je rotace hřídele servomotoru 2 elektronické vačky*. Protože nezávisle proměnná pohybové funkce elektronické vačky je snímána rotace (*Master*) kliky mechanismu RRRR, nemůže dojít k rozfázování vstupních pohybů při změně otáček, např. regulací frekvenčním měničem. Tato varianta byla dotažena do funkčního modelu na obr.7.16.



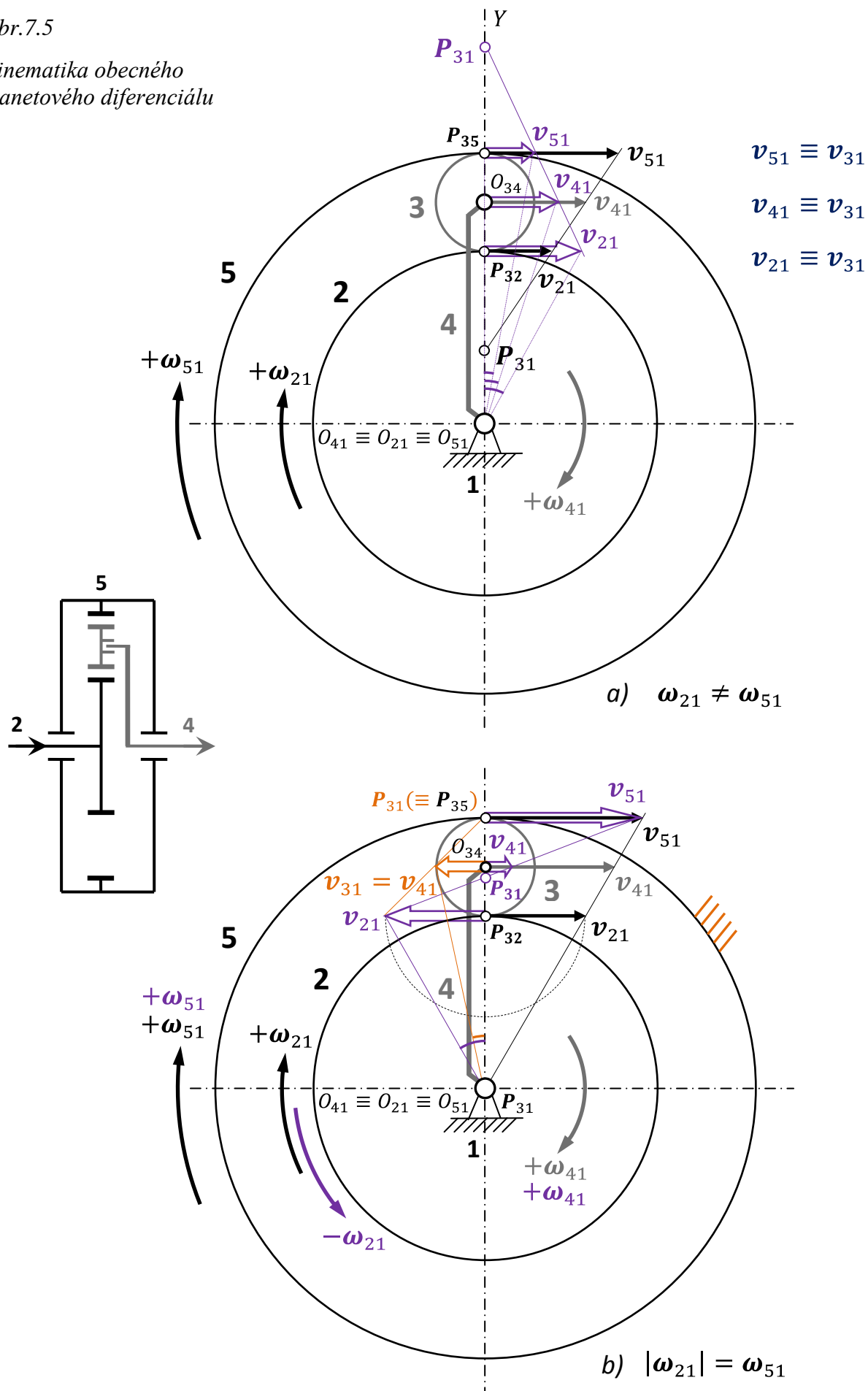
Obr.7.3 Diferenciální pohonný systém (silový pohon odvozen od dvojvačky)



Obr.7.4 Diferenciální pohonný systém
(silový pohon odvozen od čtyřkloubového mechanismu)

Obr.7.5

Kinematika obecného
planetového diferenciálu



Kinematika obecného planetového diferenciálu je názorně vektorově popsána na obr.7.5 a,b.

Obrázek a) je za předpokladu rozdílných vstupních úhlových rychlostí ω_{21} a ω_{51} ve vyznačených *kladně zvolených směrech rotace*. Úhlové rychlosti definují tečné rychlosti v_{21} a v_{51} . Na základě pólu P_{31} je určena tečná rychlost $v_{31} \equiv v_{41}$. Poměry zorných úhlů tečných rychlostí v_{21}, v_{41}, v_{51} z osy rotace $O_{21} \equiv O_{41} \equiv O_{51}$ vyjadřují převodové poměry úhlových rychlostí mezi jednotlivými variabilními vstupy a výstupy. Poloha pólu P_{31} na ose Y je závislá na velikosti a směru úhlových rychlostí ω_{21} a ω_{51} .

Obrázek b) je za předpokladu stejných vstupních úhlových rychlostí ω_{21} a ω_{51} v absolutní hodnotě a ve stejném (černá) a opačném (fialová) směru ω_{21} . Stane-li se člen 5 rámem, jedná se o klasický planetový převod (oranžová) s převodovým poměrem vyjádřeným naznačenými zornými úhly z osy rotace $O_{21} \equiv O_{41}$.

7.1.1 Kinematické řešení (obr.7.2 až obr.7.5)

Protože se neřeší relativní pohyb mezi členy planetového diferenciálu, ale vazba k rámu, budeme dále používat zjednodušeného indexování, např. $\omega_{21} = \omega_2$. Dále odvozené vztahy nejsou závislé na vnitřní konstrukci převodovky, důležitý je pouze smysl rotace vstupu a výstupu, který se bude odlišovat znaménkem (*plus ... stejný* smysl rotace vstupu a výstupu, *minus ... rozdílný* smysl rotace vstupu a výstupu).

Základní kinematická vazba mezi hlavními členy (2, 4 a 5) diferenciálu podle obr.7.5 je za předpokladu, že pozorovatel sleduje soustavu ze členu 5 a za předpokladu, že hodnota převodového poměru $i = \text{vstup} / \text{výstup}$ je při použití diferenciálu jako převodovky s jedním stupněm volnosti s rámem 5 (obr.7.2 zeleně orámováno).

Z pohledu pozorovatele je poměr vstupu k výstupu v *zavedených kladných smyslech rotace* podle obr.7.5a

$$\frac{\omega_2 - \omega_5}{\omega_4 - \omega_5} = i. \quad (7.1)$$

Poznámka:

Převod $i = \text{vstup} / \text{výstup}$ zachovává logiku tak, jak je zavedena v katalogu firmy SPINEA. V kapitolách 4 a 5 disertační práce jsou konstantní převody p , resp. P zavedeny v logice $\dots = \text{výstup}/\text{vstup}$.

Rozepsáním výrazu (7.1) pro kombinace dvou nezávislých vstupů a jeden závislý výstup dostáváme vztahy (stejně vztahy platí pro natočení a úhlové zrychlení)

$$\omega_2 = \omega_4 i - \omega_5 (i - 1), \quad (7.2)$$

$$\omega_4 = \omega_2 (1/i) + \omega_5 (i - 1/i), \quad (7.3)$$

$$\omega_5 = \omega_4 (i/i - 1) - \omega_2 (1/i - 1). \quad (7.4)$$

Korelace mezi vztahy i_{out} uvedenými na obr.7.2 a vztahy (7.2) až (7.4) je příkladně uvedena pro modře orámovanou variantu podle obr.7.2. Výstup je člen 4, vstup je člen 5 a rám je člen 2. Převodovka SPINEA má opačný smysl rotace vstupu a výstupu. Použijeme-li vztah (7.3) za předpokladu $\omega_2 = 0$ a $i = -1$, platí

$$\omega_4 = \omega_5(-i - 1/-i)$$

a po úpravě do tvaru *vstup/výstup* dostáváme

$$\omega_5/\omega_4 = i/i + 1, \quad (7.5)$$

což je výraz převodu $i_{out} = i/i + 1$ podle *obr.7.2* modře orámované varianty.

Při návrhu zdvihové závislosti pracovního členu a výpočtu zdvihové závislosti hřídele servomotoru elektronické vačky se postupuje následujícím způsobem (kinematické vazby vycházejí ze (7.1) v zavedených kladných rotacích podle *obr.7.5a* a z těchto předpokladů vychází i řešení v programu *zzVxx.yy* na listě *KIN Diferenciál* a *DYN Diferenciál*):

- vstupní pohyby členů **4** a **5** diferenciálu se navrhuji v zavedených smyslech podle *obr.7.5a* (jde o úlohu kinematické syntézy elektronické vačky)
- podle smyslu rotace *vstup/výstup* v konfiguraci převodovky s jedním stupněm volnosti se zadá převodový poměr $\pm i$ (hodnota převodu i je při variantě, kdy je diferenciál použit jako převodovka s rámem **5**, *obr.7.2* v zeleně orámovaném poli)
- výsledná zdvihová závislost členu **2** (hřídel servomotoru elektronické vačky) vyjde v zavedeném smyslu podle *obr.7.5a* úhlové rychlosti ω_{21} podle vztahu (7.2). (Smysl rotace se musí nakonec sesouhlasit se systémem Yaskawa)

7.1.2 Dynamické řešení (*obr.7.6*)

Dynamické řešení diferenciálu se liší od [3] v tom, že neznáme vnitřní konstrukci diferenciálu, proto pohybové rovnice řešíme pouze s hlavními členy **2**, **4** a **5**. Toto zjednodušení umožňuje informace výrobce o redukovaném momentu setrvačnosti I_r na vstupu do převodovky, resp. o přídavném momentu setrvačnosti na hřídeli servomotoru elektronické vačky. Tento redukovaný moment setrvačnosti I_r musí být přičten k momentu setrvačnosti rotoru servomotoru I_2 . I_4 a I_5 jsou pak momenty setrvačnosti pracovního členu **4** (vše pracovní redukováno na člen **4**) a silového členu **5** (např. vahadlo mechanismu *RRRR* plus vlastní diferenciál podle *obr.7.4*). *Obr.7.6* sice představuje planetový diferenciál, ale pro rovnováhu hlavních členů **2**, **4** a **5** není vnitřní uspořádání, resp. konstrukce převodovky důležitá. Vnitřní konstrukce má vliv pouze na znaménko $\pm i$. Člen **4** diferenciálu může být zatížen vnější pracovní momentovou zátěží M_4 (např. technologická zátěž). Řešením pohybové rovnice jsou zrychlující momenty M_2 a M_5 členů **2** a **5**.

Z virtuálních výkonů pracovních a setrvačných sil vyplývá

$$M_2\omega_2 + M_5\omega_5 - M_4\omega_4 - I_2\alpha_2\omega_2 - I_5\alpha_5\omega_5 - I_4\alpha_4\omega_4 = 0. \quad (7.6)$$

Nezávislé proměnné jsou ω_4 a ω_5 (protože zdvihová závislost elektronické vačky je řešením), proto se použije vztahu (7.2) a po dosazení a úpravě do (7.6) dostáváme

$$\omega_4[iM_2 - M_4 - iI_2\alpha_2 - I_4\alpha_4] + \omega_5[M_5 - (i - 1)M_2 + (i - 1)I_2\alpha_2 - I_5\alpha_5] = 0. \quad (7.7)$$

Úhlové rychlosti ω_4 a ω_5 jsou *nezávislé*, protože prostřednictvím svých zdvihových závislostí vstupují do řešení a výsledkem kinematického řešení je pohyb členu ω_2 (kinematická syntéza). Aby platila rovnice (7.7), musí být výrazy v hranatých závorkách rovny nule.

Z toho vyplývá vztah pro hnací zrychlující moment na vstupním členu 2 diferenciálu, kterým vstupuje do pohonného systému servomotor elektronické vačky

$$\mathbf{M}_2 = I_2 \alpha_2 + (1/i)(M_4 + I_4 \alpha_4). \quad (7.8)$$

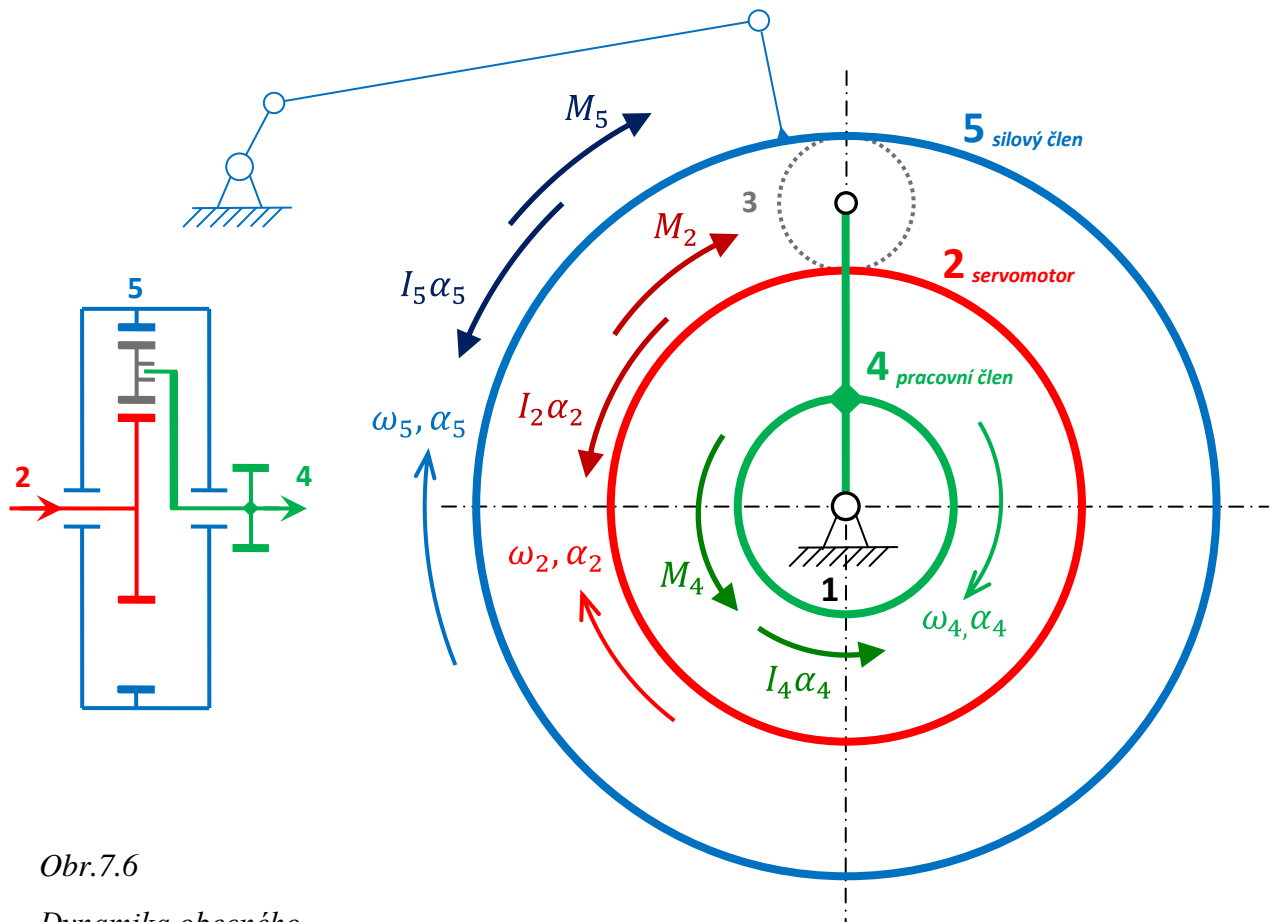
Pro hnací zrychlující moment na vstupním *silovém* členu 5 diferenciálu, kterým vstupuje do pohonného systému pohyb odvozený od klasického mechanismu (*RRRR*, *dvojvačka*, nebo jiný rotační pohyb), platí vztah

$$M_5 = I_5 \alpha_5 + (i - 1)(M_2 - I_2 \alpha_2) \quad (7.9)$$

a po dosazení (7.8) je

$$\mathbf{M}_5 = I_5 \alpha_5 + (i - 1/i)(M_4 + I_4 \alpha_4). \quad (7.10)$$

Vztahy (7.8) a (7.10) jsou aplikovány ve výpočetním systému *zzVxx.yy* na listě *DYN Diferenciál*, ve kterém je nutno zadat převodový poměr $\pm i$ podle již definovaného principu smyslu rotace *vstupu* a *výstupu*.



Obr.7.6

Dynamika obecného
(planetového) diferenciálu

7.1.3 Příkladný výpočet diferenciálního pohonu podle konfigurace obr. 7.3

Příklad je uveden na základě úlohy, se kterou se autor setkal ve své praxi. Jde o extrémně dynamicky namáhaný krokový mechanismus potiskovacího stroje jogurtových kelímků. Vstupní parametry jsou následující:

- neperiodická (kroková) zdvihová závislost je polynomičká se zdvihem 45 [deg] a s úhlem zdvihu 75 [deg] podle obr. 7.7 a další
- počet kroků je 300 [1/min]
- moment setrvačnosti zátěže je 0,65 [kg.m²]

Řešení pohonu na základě klasického krokového mechanismu s radiálními vačkami podle obr. 1.14 není výhodné pro požadované změny pohybové funkce. Použití elektronické vačky podle obr. 7.1 není možné. V této konfiguraci je servomotor *současně* značně zatěžován svým vlastním momentem setrvačnosti rotoru a redukováným dynamickým účinkem pracovní setrvačné hmoty. S menším převodovým poměrem se snižují nároky na dynamiku rotoru servomotoru, ale zvyšují se momentové nároky na překonání setrvačného účinku pracovní hmoty. Se zvyšujícím se převodovým poměrem je situace obrácená, navíc při hledání velikosti potřebného převodu je výběr omezen dovolenými maximálními otáčkami servomotoru.

Použití diferenciálního pohonného systému přináší jednu *zásadní* změnu. Jestliže silový krok periodického pohybu členu 5 realizuje pracovní krokový pohyb členu 4 a člen 2 *stojí* ve fázi pohybu členu 4, je na člen 2 kladen pouze momentový požadavek na rovnováhu s redukováným setrvačným účinkem členu 4. Ve fázi *klidu pohybové funkce* pracovního členu 4 je vratná nesilová část periodického pohybu členu 5 superponována s *pohybem* členu 2 (výsledkem superposice členu 2 a 5 je klidový stav pracovního členu 4) a na člen 2 je kladen momentový požadavek vyplývající pouze z dynamiky rotoru servomotoru a dynamiky I_r převodovky na jejím vstupu. Tak dojde k *rozdělení* momentových účinků vlivem dynamiky pracovního pohybu a vlastní dynamiky členu 2, což je rotor servomotoru elektronické vačky. Tato situace bude dále objasněna na principu diferenciálního pohonného systému podle obr. 7.3, kdy bude předpokládáno, že pohyb členu 5 je odvozen od vahadla radiální dvojvačky. Jaký má být pohyb členu 5, je předmětem dalšího řešení. Uvedené obrázky demonstrují řešení ve výpočetním systému *zzVxx.yy.xlsm* (listy *KIN Diferenciál* a *DYN Diferenciál*).

V první části řešení budeme předpokládat, že pracovní neperiodický (krokový) pohyb je realizován silovou částí periodického pohybu členu 5 při použití centrické převodovky (diferenciálu) se stejným nebo rozdílným smyslem rotace *vstup/výstup*. Jde o principiálně odlišné planetové převodovky typu *ALFA* (*stejný* smysl rotace *vstup/výstup*) nebo ložiskové reduktory typu *SPINEA* (*rozdílný* smysl rotace *vstup/výstup*). Dále v této první části řešení předpokládáme, že ve fázi pohybu pracovního členu 4 člen 2 *stojí*.

Situaci v době krokového pohybu členu 4 představuje modře orámovaná varianta na obr. 7.2. Pro převodovku *SPINEA* platí z (7.5)

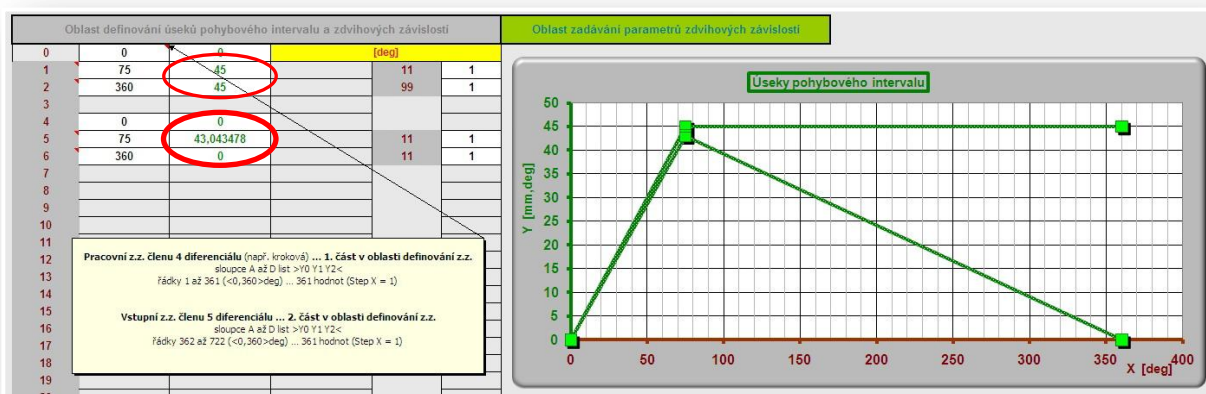
$$\omega_5 = \omega_4 \left(\frac{i}{i} + 1 \right). \quad (7.11)$$

Ze vztahu (7.11) vyplývá, že pro *opačný* smysl rotace *vstup/výstup* a převodový poměr $i=22$ musí být zdvihová závislost pracovního členu 4 a silového členu 5 podle obr. 7.7. Na obr. 7.8 je pak fialovou křivkou transformace periodického pohybu členu 5 na pracovní člen 4.

Pro převodovku *ALFA* platí

$$\omega_5 = \omega_4 \left(\frac{i}{i} - 1 \right). \quad (7.12)$$

Ze vztahu (7.12) vyplývá, že pro *stejný* smysl rotace *vstup/výstup* a převodový poměr $i=22$ musí být zdvihová závislost pracovního členu 4 a silového členu 5 podle *obr.7.9*. Na *obr.7.10* je fialovou křivkou transformace periodického pohybu členu 5 na pracovní člen 4.

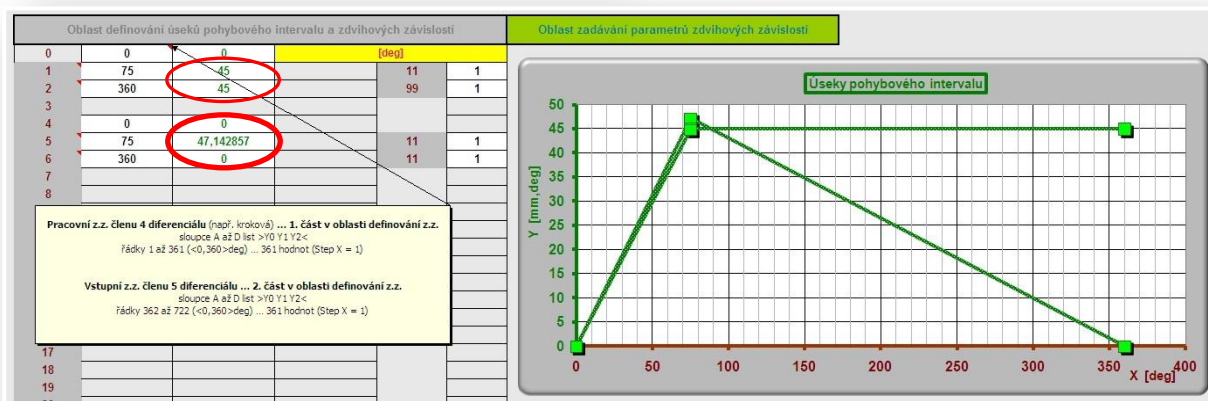


Obr.7.7 Schéma krokového pracovního pohybu členu 4 a periodického pohybu členu 5



Obr.7.8

Zdvhové závislosti podle obr.7.8
Převodovka typ SPINEA



Obr.7.9 Schéma krokového pracovního pohybu členu 4 a periodického pohybu členu 5

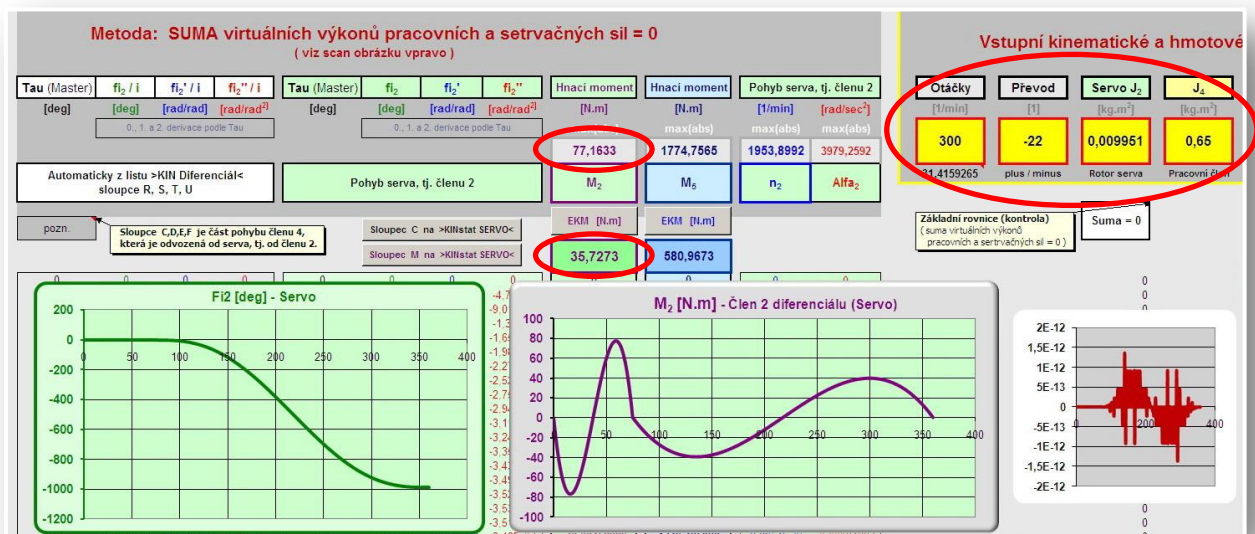


Obr.7.10

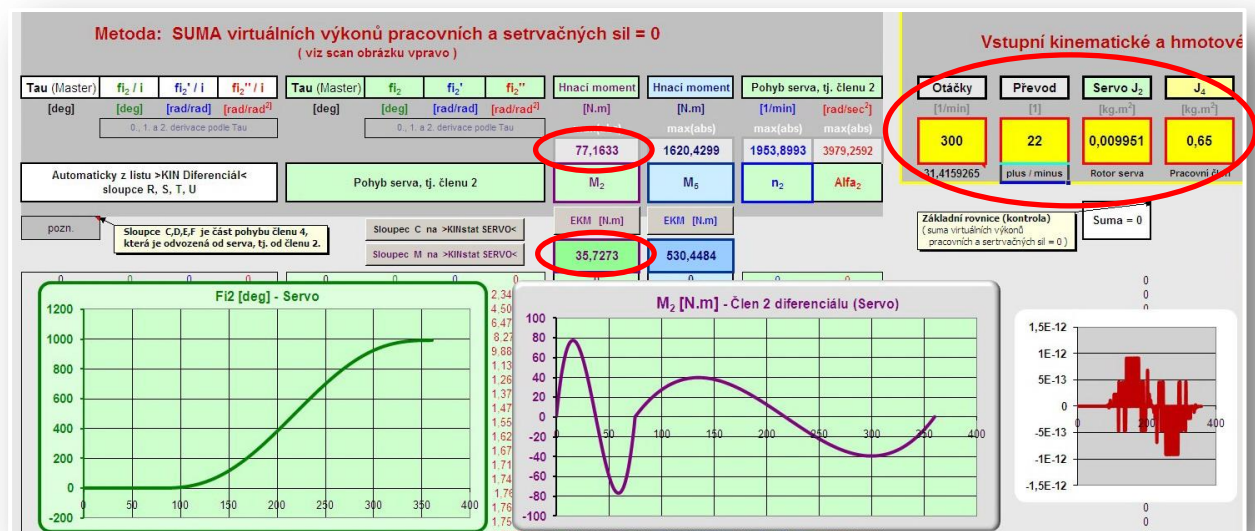
Zdvhové závislosti podle obr.7.10
Převodovka typ ALFA

Výsledky s použitím obou typů převodovek (podle smyslu rotace *vstup/výstup*) s převodovým poměrem $i = 22$ do pomalu jsou na obrázcích *obr.7.11* a *obr.7.12*. Vstupní parametry byly použity pro servomotor Yaskawa *SGMGH-55D* (5,5 kW) a převodovku *ALFA TP110 High Torque*.

Z výsledků vyplývá, že je překročen efektivní krouticí moment (katalogová hodnota je 35 [Nm]), který představuje proudovou zátěž servomotoru. Tato skutečnost má za následek jeho přehřívání. Maximální krouticí moment a dovolené maximální otáčky (neznázorněno) nebyly překročeny. Do výpočtu není zahrnuta účinnost převodovky. Je zřejmé, že na základě výsledků *není možné* dosáhnout požadovaných parametrů.



Obr.7.12 Řešení s převodovkou typu SPINEA

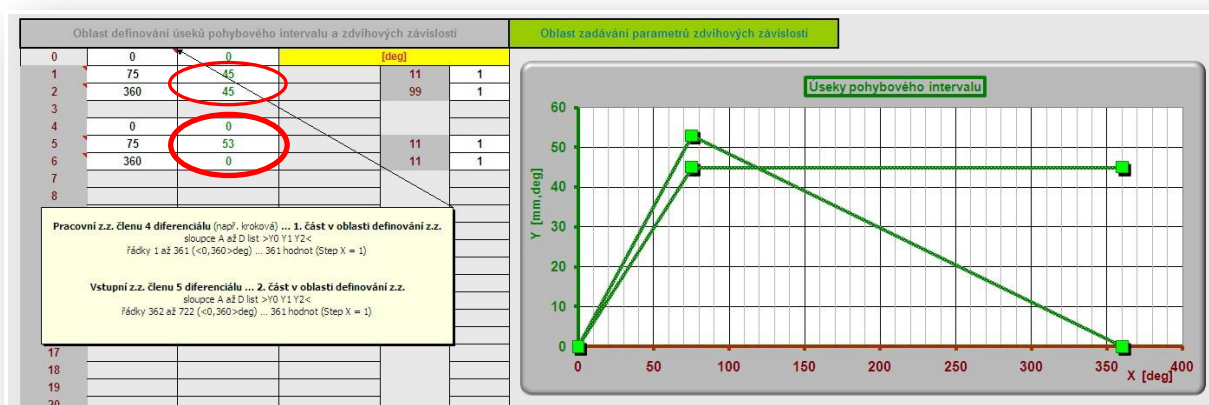


Obr.7.12 Řešení s převodovkou typu ALFA

Výrazného zlepšení dosáhneme zvětšením zdvihu periodického pohybu silového členu 5. Do pohybové činnosti je pak zapojena elektronická vačka i v době pracovního zdvihu (kroku) členu 4. Transformovaný dynamický (setrvačný) moment pracovního členu 4 na hřídeli servomotoru pak *má stejný smysl jako zrychlující moment*, který vyvozuje servomotor pro realizaci pohybu členu 2. Řešení je provedeno pro převodovku typu ALFA, protože reduktor SPINEA má nejmenší převodový poměr $i = 33$.

Na obr.7.13 jsou schématicky znázorněny zdvihové závislosti pracovního členu 4 (z.z.neperiodická, resp. kroková) a silového členu 5 (z.z. periodická). Na obr.7.14 je fialovou křivkou transformace periodického pohybu členu 5 na pracovní člen 4 podle vztahu (7.12). „Fialový“ zdvih je větší než požadovaný pracovní, proto musí v této fázi daný rozdíl elektronická vačka „kompenzovat“ ve smyslu dynamického momentu setrvačné pracovní hmoty, což sníží potřebný hnací zrychlující moment servomotoru. Zdvih členu 5 (53 [deg]) je výběrem na základě několika výpočtů.

Poznámka: Kdyby existoval převod $i = 22$ typu SPINEA ($i = -22$), zvětšení zdvihu (např. na 48 [deg]) by mělo stejný účinek.

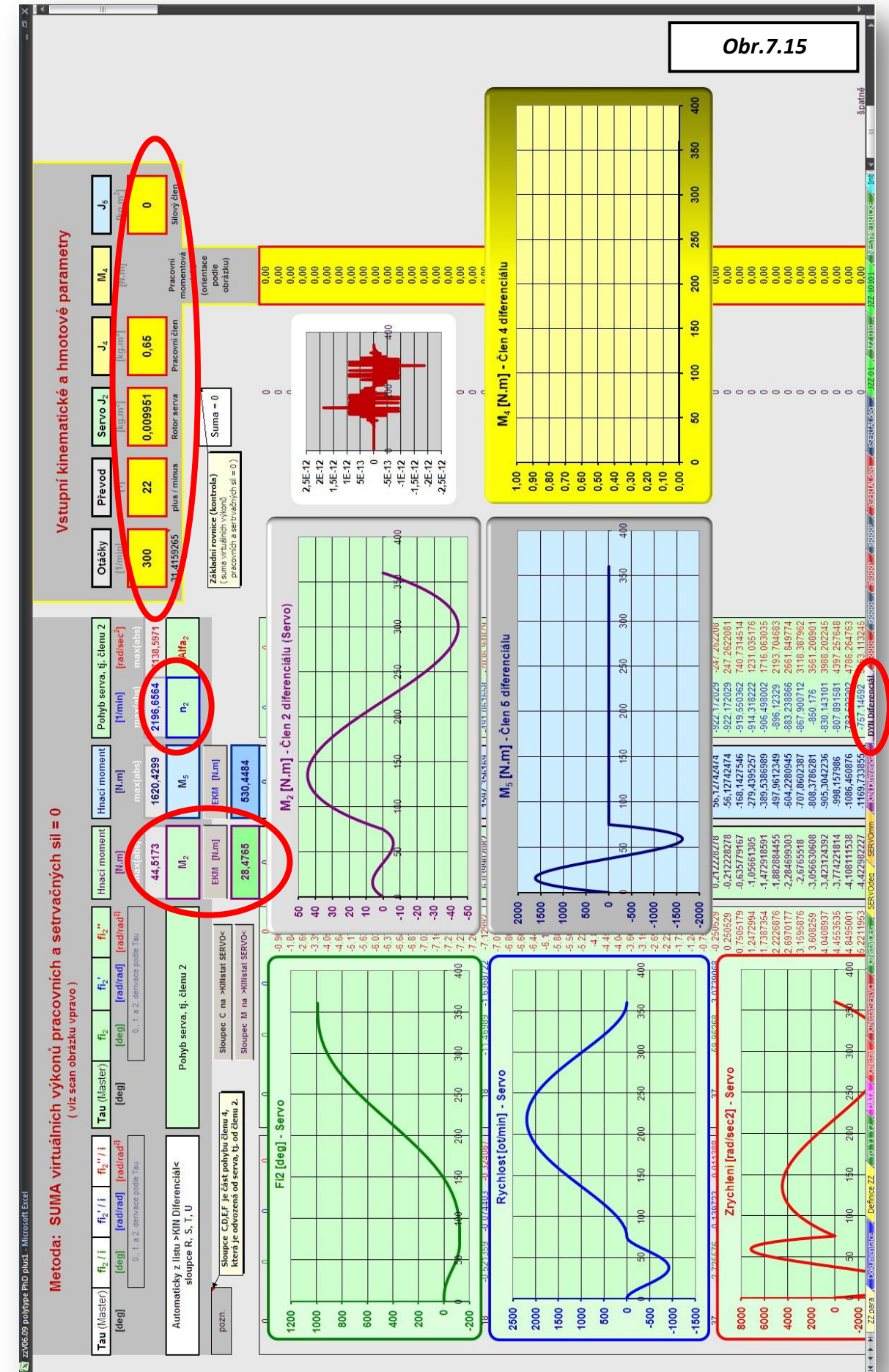


Obr.7.13 Schéma krokového pracovního pohybu členu 4 a periodického pohybu členu 5



Obr.7.14 Zdvihová závislost podle obr.7.13, $i = 22$ (převodovka typu ALFA)

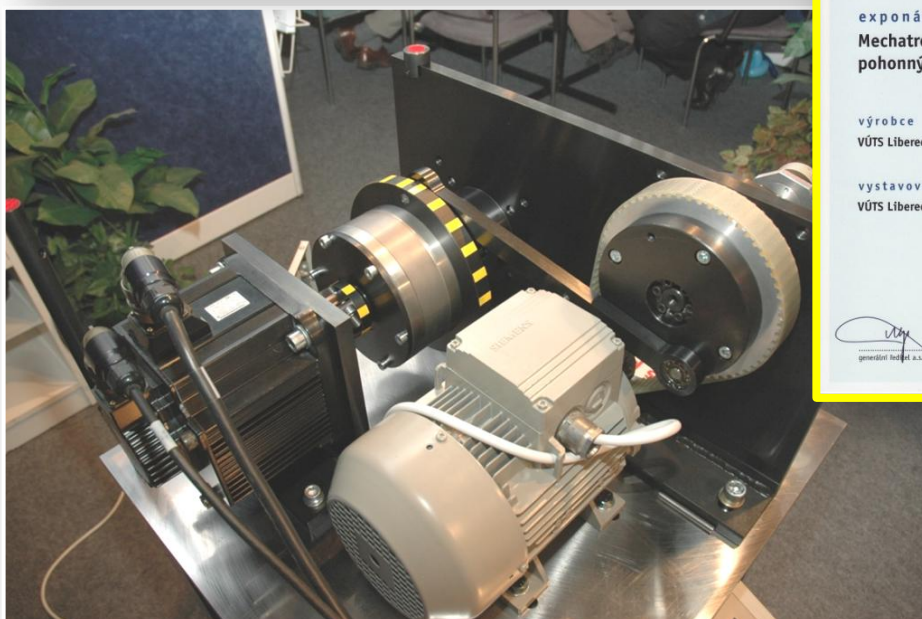
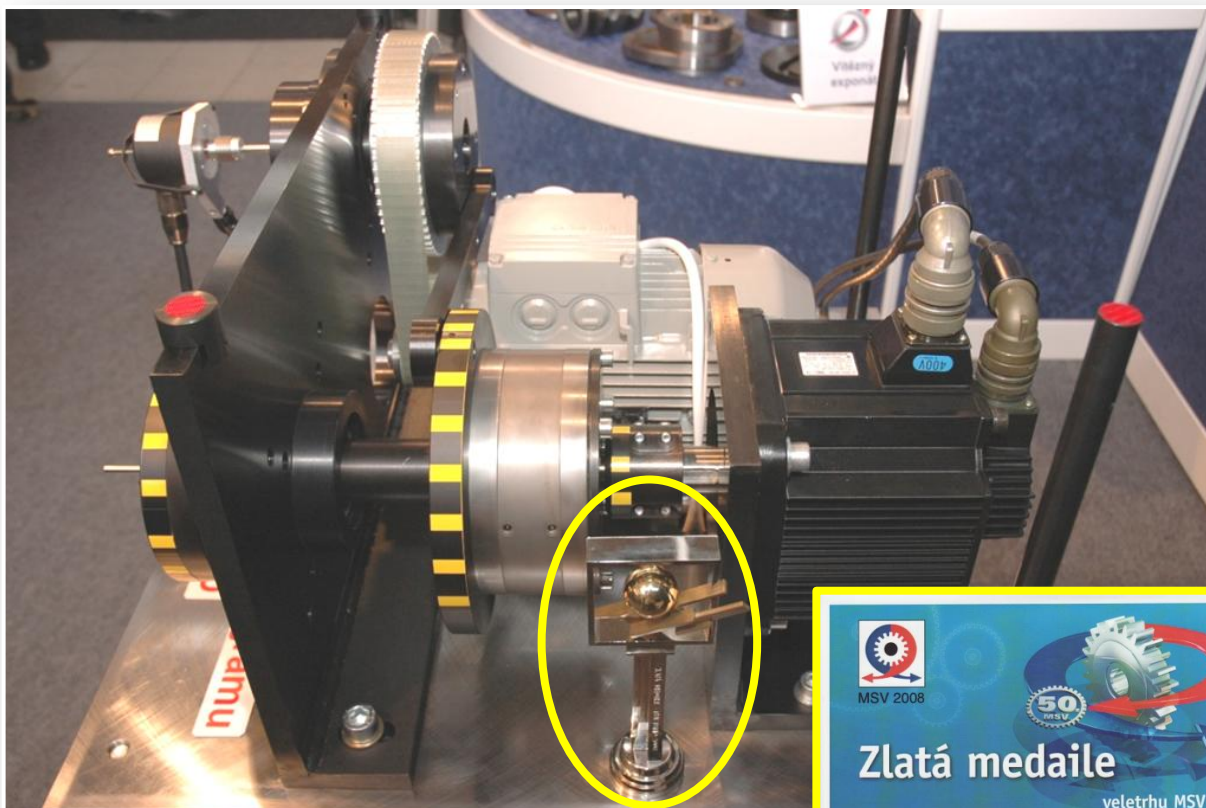
Výsledek řešení je zřejmý z obr.7.15. Všechny požadované katalogové hodnoty ($M_{k_max} = 90.7$ [Nm], $M_{EKM} = 35$ [Nm], $n_{max} = 3000$ [1/min]) jsou splněny s dostatečnou rezervou. Pohonem členu 5 se dále nezabýváme, jde o standardní řešení známými konstrukčními prvky.



Obr.7.15

7.1.4 Funkční model (obr.6.39, obr.7.16)

V roce 2008 byl postaven ve VÚTS a.s. funkční model diferenciálního pohonného systému podle principu zobrazeného na obr.7.4. Na tomto funkčním modelu byla ověřena metodika výpočtu pro tři pracovní pohyby členu 4 (*kroková funkce* s klidovou výdrží, *periodický pohyb* s úseky konstantní úhlové rychlosti a ukázková *konstantní rotace*). Pohyb silového členu 5 je odvozen od vahadla čtyřkloubového mechanismu. Elektronická vačka je realizována elektroskříní (*Controller MP2300*, servoměnič atd.) a servomotorem *Yaskawa SGMGH-30D* podle obr.6.39. Funkční model byl vystaven na *MSV Brno 2008* a exponát byl oceněn prestižní zlatou medailí. Rovněž je v řízení evropská patentová přihláška [28].



Obr.7.16

Exponát
MSV Brno 2008

7.2 Sériová konfigurace kinematického řetězce

Tato konfigurace je nejčastější a odpovídá představě, která se formou úlohy *analýzy* a *syntézy* složených vačkových mechanismů prolíná celou disertační prací (např. kapitola 5.1), tedy problematikou aplikací elektronických vaček v pohonech pracovních členů mechanismů výrobních strojů. Proto stručně upozorníme *pouze* na jednotlivé aplikace, které jsou již v práci uvedeny.

Nevýhody realizace zdvihové závislosti podle konfigurace *obr.7.1* byly vysvětleny. Aplikace elektronické vačky v sériové kombinaci s klasickými mechanismy je na tkacích strojích *CAMEL* (VÚTS, a.s.) s výhodou použita pro pohon přírazového a prošlupního mechanismu (*obr.3.6*) a pro pohon mechanismu vodního čerpadla prohozu útku (*obr.3.7*). V případě přírazového a prošlupního mechanismu servomotor elektronické vačky pohání kliku čtyřkloubového mechanismu, v případě pohonu vodního čerpadla jde o pohon vačkové hřídele (*obr.2.1*). V prvním případě je „vahadlo“ čtyřkloubového mechanismu pevně ukotveno na rámu a v důsledku speciální konstrukce tohoto členu se při ohybové deformaci akumuluje pohybová energie v podobě potenciální energie pružné deformace, která se pak do systému vrací. Jde o obecnou snahu akumulovat pohybovou energii v úvratích periodických funkcí, a tak snižovat nároky na požadovaný krouticí moment servomotoru. Využívá se různých metod, které umožňují konkrétní aplikace, resp. zdvihové závislosti. Např. rozváděcí mechanismus příze na bezvřetenových doprřadacích strojích *BD* využívá v úvratích magnety, které výrazně snižují maximální krouticí moment servomotoru elektronické vačky.

V případě pohonu mechanismu vodního čerpadla jde o řízenou změnu rotace vačkové hřídele. Zde je s výhodou využito vztahu (5.7) mezi hnacím zrychlujícím momentem na vstupu a výstupu klasického vačkového mechanismu. Funkční změnou vstupní rotace vačkové hřídele se řídí tlak kapaliny v prohozní trysce, a tak je umožněno „ladit“ vodní prohoz tkacího stroje bez výměny klasické vačky, což tento princip prohozu kvalitativně povyšuje.

7.3 Závěr kapitoly

Mechatronická řešení pohonů pracovních členů mechanismů přinášejí značné výhody. Diferenciální pohonný systém rozšiřuje možnosti aplikací elektronických vaček především pro neperiodické pohyby, u kterých nelze využít akumulace pohybové energie v úvratích tak, jak je to možné v některých případech aplikací periodických zdvihových závislostí. U tohoto pohonného systému je nutné upozornit na skutečnost, že požadovaná klidová fáze pohybové funkce je vytvořena superposicí pohybu odvozeného od klasického mechanismu a pohybu odvozeného od elektronické vačky. Proto se do popředí dostává problematika *polohové přesnosti* elektronických vaček, popsána v kapitole 6. Tento systém, oproti klasickým mechanismům, *umožňuje* minimalizovat pomocí různých algoritmů parazitní reziduální kmitání v oblasti klidu pohybové funkce. Pohonný systém je ovšem konstrukčně složitější a tím i dražší. Dále nebyl řešen pohon klasického mechanismu tohoto diferenciálního systému, který je sice standardní, ale má své specifické problémy, které nebyly analyzovány.

Příkladné použití diferenciálního pohonného systému podle *obr.7.4* se sériově řazeným klikovým mechanismem je v práci [29]. Pracovní pohyb je periodický, definovaný zdvihovou závislostí určenou rozváděčem příze bezvřetenového doprřadacího stroje *BD*.

Diferenciální pohonný systém *rozšiřuje* možnosti aplikací elektronických vaček pro speciální případy, ale v žádném případě není univerzálním pohonným prostředkem vhodným ke všeobecnému použití.

8. Závěr

Každá z kapitol disertační práce má závěrečné shrnutí a zhodnocení dosažených výsledků. V tomto posledním textu se pokusím o souhrn ve smyslu významu *metodika aplikací (postupy a způsoby řešení aplikací)*, která je uplatněna v pohonech pracovních členů mechanismů podle *cílů* definovaných v odstavci 1.2.

Podle problematik jednotlivých kapitol je zřejmé, že vytvoření pevně stanovené metodiky aplikací elektronických vaček není jednoduchou a jednoznačnou záležitostí. Jde o rozsáhlou odbornou oblast, která zasahuje do mnoha průmyslových oborů. Definovat lze pouze obecné okruhy problematik, jež musí být analyzovány a následně řešeny podle specifických podmínek dané konkrétní aplikace. S tímto pohledem přistupuji k termínu *metodika*.

V neúplném výčtu jde např. o následující okruhy, které jsou vyhodnocovány ve vzájemných *kombinacích*:

- zdvihové závislosti pracovních pohybů
- použitelnost klasických a elektronických vačkových mechanismů
- dynamika pracovních pohybů a požadavky na polohovou přesnost
- dynamika mechanismů s poddajnými členy
- prvky pevné a pružné automatizace
- vlastnosti kinematického řetězce
- výpočetní modely a virtuální simulace
- integrace elektronické vačky do nadřazených systémů
- vlastní řídicí systém stroje
- metody řízení vlastní elektronické vačky ve vztahu k výrobní technologii
- mechatronická řešení pohonu
- produktivita, variabilita a ekonomika výroby

V mnoha případech stojí charakteristické parametry (kinematické a dynamické) a vlastnosti systémů (klasické a elektronické vačky) proti sobě. Následující odstavce pouze rozvádějí problematiku výše uvedených okruhů.

Zdvihové závislosti (z.z.)

V základním pohledu se z.z. dělí na *periodické* a *neperiodické*. Oba typy z.z. jsou na příkladech v disertační práci uvedeny. Typ z.z. určuje konstrukci mechanismu a tím i předurčuje použitelnost klasického nebo elektronického mechanismu. Zdvihové závislosti mají své kinematické a dynamické vlastnosti. Klasický nebo elektronický mechanismus do určité míry určuje z.z. Dále z.z. mají zásadní význam v dynamice pracovních pohybů, především u mechanismů s poddajnými členy.

Klasické a elektronické vačkové mechanismy

Vzájemné odlišnosti jsou natolik rozdílné, že je nepravděpodobné, aby jeden systém vytlačil druhý. Každý ze systémů má své nezastupitelné místo v pohonech mechanismů. Elektronické systémy se do budoucna budou stále více prosazovat díky své efektivní změně zdvihové závislosti (přeprogramovatelnosti), snižující se ceně, nízkým nárokům na údržbu a potřebu náhradních dílů. Pro dynamicky náročné a rychloběžné mechanismy zůstanou klasické vačky *nenahraditelné*.

Dynamika pracovních pohybů

Dynamika pracovních pohybů je odvozená od použité technologie. Na jedné straně stojí mechanismy zatížené velkými vnějšími technologickými silami, na druhé straně jsou rychloběžné mechanismy zatížené vlastními setrvačnými účinky. Při aplikacích obou vačkových systémů je opět důležitá vazba na zdvihové závislosti a s tím spojené možnosti, např. akumulace pohybové energie, která je významná pro elektronické vačky.

Dynamika mechanismů s poddajnými členy

Posouzení vlivu rozličných poddajností v kinematickém řetězci mechanismu je jedním z nejdůležitějších kritérií pro návrh pohonu. Zde je opět nepřehledná řada variant řešení. Této problematice je v disertační práci věnována velká pozornost. Dynamika mechanismů s poddajnými členy zasahuje do mnoha oblastí. Metodika je postavena obecně, a to na základě odpovídající fyzikální podstaty obou vačkových systémů (klasického a elektronického) se zdůrazněním odlišností z pohledu poddajných členů kinematického řetězce od vstupu (od vstupní kinematiky rotačního pohybu) přes buzení pohybovou funkcí až k výstupnímu pracovnímu členu. Výsledkem je kinetostatický a dynamický návrh elektronické vačky včetně návrhu mechatronického diferenciálního mechanismu, který rozšiřuje aplikační možnosti elektronických vaček.

Prvky pevné a pružné automatizace

Jde především o unifikované konstrukce mechanismů (katalogové řady) s neperiodickými zdvihovými závislostmi. V této oblasti je nástup elektronických vaček nejpravděpodobnější. Půjde o využití efektivní změny zdvihových závislostí v oblasti manipulačních strojů a mechanismů, balících strojů apod.

Vlastnosti kinematických řetězců

Z mnoha důvodů (prostorových, konstrukčních, technologických) se vkládá mezi vstup a výstup řada převodových mechanismů (kinematických řetězců). Téměř vždy je snahou počet členů minimalizovat. Kinematický řetězec je zdrojem vůlí, poddajností a dynamických setrvačných sil. V mnoha případech je však jeho použití nezbytné, zvláště pro elektronické vačky. Do tohoto okruhu problematiky spadá vývoj a výzkum vlastností mechanismů s konstantním převodem, od kterých se očekává co nejmenší redukovaný moment setrvačnosti na vstupu, bezvůlovost a vysoká tuhost. Jde např. o studium vlivu ozubených řemenových převodů na vlastnosti pohonu.

Výpočetní modely a virtuální simulace

Virtuální simulace jsou pro mnohé aplikace klasických a elektronických mechanismů nezbytné. Jde především o modelování mechanismů s poddajnými členy, kdy k vyřešení aplikace nestačí kinetostatický výpočet. Poddajnosti nepříznivě ovlivňují pohyb pracovního členu, resp. jeho polohovou přesnost a jsou zdrojem rušivého kmitání.

Integrace elektronické vačky do nadřazených systémů

Zde mám na mysli náhrady klasických mechanismů elektronickými při rekonstrukci strojů nebo při aplikacích speciálních elektronických mechanismů (diferenciální pohon) se svými systémy do nadřazených řídicích systémů strojů nebo celých výrobních systémů. Jde o důležitou a dnes aktuální oblast, která je řešena v projektu *TANDEM II* (řešeno v letech 2007-2010).

Vlastní řídicí systémy stroje

Tato oblast musí být řešena na samém počátku tvorby koncepce výrobního stroje. Ve vlastním řídicím systému elektronické vačky lze programovat komplexně celý systém stroje, včetně komunikace.

Metody řízení vlastní elektronické vačky ve vztahu k výrobní technologii

Metody řízení (v případě elektroniky Yaskawa jde o *Position* a *Phase Control*) závisí na technologii s ohledem na polohovou přesnost a možnost fázového posunutí pohybů mechanismů za chodu stroje (seřízení souvisejících pohybů).

Mechatronická řešení

V mnoha dynamicky náročných aplikacích je nevyhnutelné elektronické vačky kombinovat s paralelně nebo sériově řazenými klasickými mechanismy. Toto uspořádání přináší řadu výhod i problémů. Jedná se např. o aplikaci mechatronického diferenciálního pohonného systému. Tento mechatronický pohon je teoreticky vyřešen v kapitole 7.

Produktivita, variabilita a ekonomika výroby

Tyto požadavky jsou v konečné fázi rozhodující. K posouzení jednotlivých variant pohonů pracovních členů mechanismů z těchto hledisek je nezbytná analýza podle všech výše uvedených bodů. Je to velmi náročný a zodpovědný proces, neboť na tomto místě se rozhoduje o strategii stroje a rozhoduje se obvykle o velkých finančních prostředcích.

Při návrhu pohonů pracovních členů mechanismů je nutno promyšleně zhodnotit výše uvedené okruhy problematik ve vzájemných souvislostech. Ke kvalifikovanému rozboru a následnému návrhu vhodného mechanismu přispívají metody řešení jednotlivých kapitol disertační práce. Na základě těchto metod a postupů (*metodiky*) lze nasměrovat konkrétní řešení aplikací elektronických vaček k optimálním variantám pohonů pracovních členů mechanismů. V tomto smyslu je hlavní cíl odstavce 1.2 splněn.

Součástí navrhované metodiky aplikací elektronických vaček byl vyvinut původní *otevřený* výpočetní a aplikační (řídicí systém elektronické vačky) software, který se prolíná všemi oblastmi postupů a metod řešení aplikací klasických a elektronických vaček. Vývoj software v problematice pohonů není nikdy ukončenou záležitostí. V oblasti výpočtů musí svoji otevřeností umožňovat řešení nových požadavků zákazníků. V oblasti řídicích systémů musí vývojáři software neustále sledovat nové trendy a metody, které obsahuje stále se zdokonalující vývojové prostředí výrobce hardwarových komponent (kontrolery, servoměniče, servomotory). Objektový charakter výpočetních a aplikačních programových modulů bude umožňovat rozšíření pro budoucí související problematiku.

Přínosy disertační práce pro další rozvoj aplikovaného výzkumu budou především záležet na požadavcích výrobních technologií, v kterých budou pohony s elektronickými vačkami aplikovány. S jistotou lze říci, že bude stále kladen požadavek na vysokou polohovou přesnost a vysokou dynamiku pohybu. Požadavky praxe pak ukáží, které metody je třeba rozvíjet a zdokonalovat. Výrobci hardwarových komponent elektronických vaček přicházejí na trh se stále dokonalejšími výrobky (encodery servomotorů, vzorkování řídicích kontrolerů, regulační struktury servoměnů, max. otáčky a momenty servomotorů apod.). Jejich vlastnosti se musí neustále analyzovat, modelovat a teoretické výsledky ověřovat na dynamických standech. Nové vlastnosti hardwarových komponent a nové možnosti

vývojových systémových prostředků přinesou nové úkoly, které jistě rozšíří a zajistí pokračování výzkumných prací v tak obsáhlé problematice, kterou se zabývá disertační práce.

Protože svým vzděláním, praxí a strojařskou představivostí, tíhnu k řešením, která jsou založena na softwarovém zpracování úloh technické mechaniky, je takto pojatá problematika v disertační práci mým pohledem na oblast, jež je dnes nazývána obsahově širokým termínem *mechatronika*.

8.1 Příklady aplikací elektronických vaček ve smyslu cílů odstavce 1.2

V úplném závěru disertační práce je doloženo použití *metodiky (metod a postupů)* na třech konkrétních zakázkách, jejichž obsahem byl požadavek zákazníků na prověření možností použitelnosti elektronických vaček pro pohony pracovních členů mechanismů. Ve všech třech případech je pohon pracovních členů současné koncepce stroje zajištěn klasickými vačkovými mechanismy. Jednotlivá řešení jsou popsána pouze schematicky se zdůrazněním použitých metod řešení jednotlivých kapitol disertační práce.

8.1.1 Studie možných aplikací elektronické vačky pro pohon mechanismu jehelních tyčí stroje EBS Mark II

(Zakázka pro firmu AMF Reece CR, s.r.o., Prostějov)

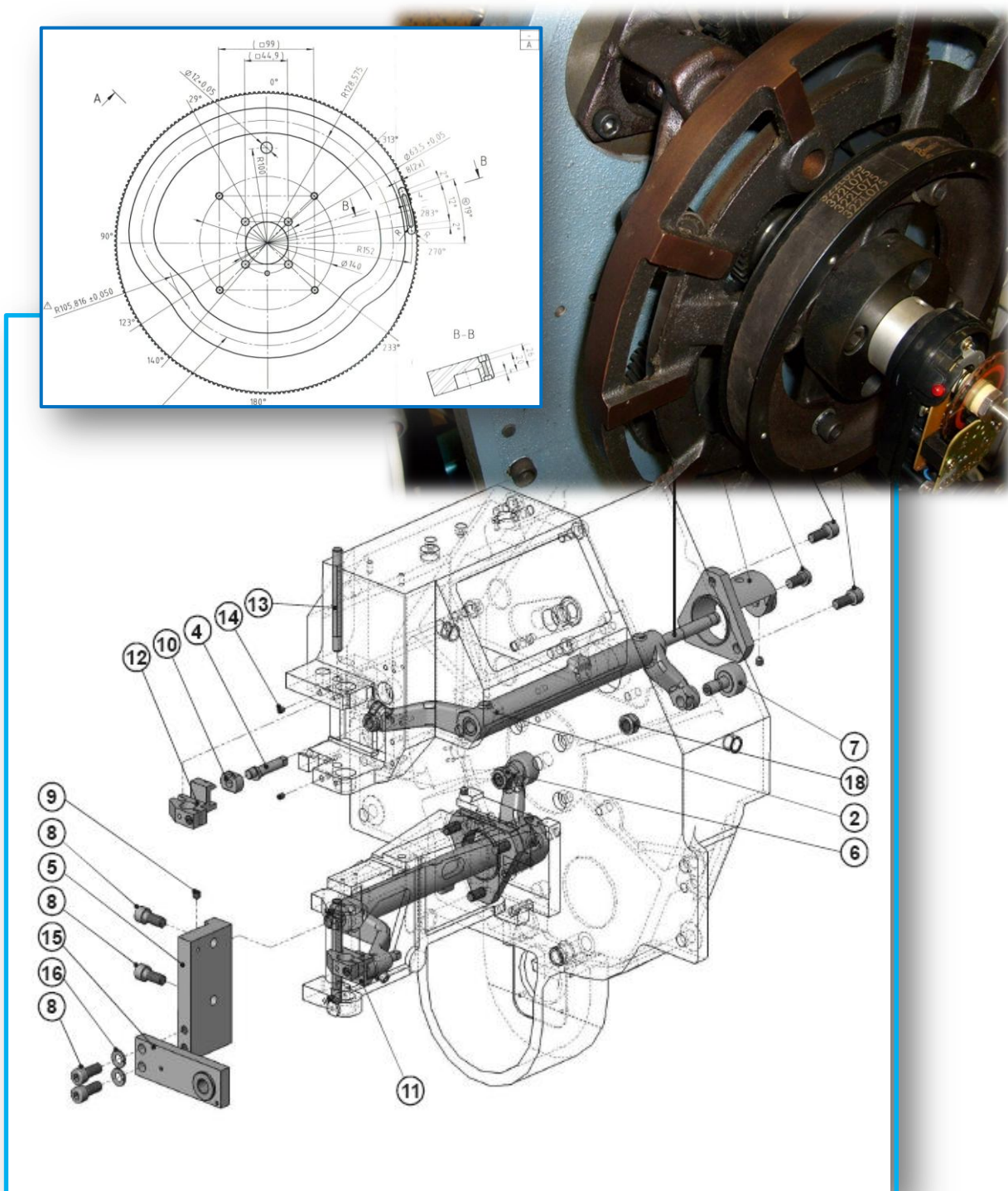
Studie se zabývá pohonem horní jehelní tyče, neboť mechanismy dolní a horní jehelní tyče jsou symetrické. Podklady ke studii jsou *výrobní souřadnice radiální drážkové vačky* stávajícího řešení, *geometrie a hmotové parametry* členů rovinného převodového kulisového mechanismu (RRPP) mezi vačkou a jehelní tyčí, *odměřená polohová data zdvihové závislosti (z.z.) horní jehelní tyče a odměřená velikost osově síly jehelní tyče* v závislosti na hloubce vpichu jehly do materiálu.

Studie je rozdělena do čtyř hlavních částí:

- Kinematická *analýza a syntéza* současného stavu s pohonem jehelní tyče klasickou drážkovou radiální vačkou
- Elektronická vačka je pohonem současného vahadla radiální vačky
- Elektronická vačka je s konstantním převodem přímým pohonem jehelní tyče
- Elektronická vačka je pohonem jehelní tyče prostřednictvím rovinného převodového klikového mechanismu (RRRP) s protáčející se klikou

Kinematická analýza a syntéza současného stavu s pohonem jehelní tyče klasickou drážkovou radiální vačkou je dále členěna. Jednotlivé části této kapitoly jsou důslednou kinematickou *analýzou a syntézou* současného pohonu klasickou radiální drážkovou vačkou. Známá jsou *výrobní data* teoretického profilu vačky (dráha středu rolny) a *odměřená polohová data* zdvihové závislosti jehelní tyče. Protože do variant s aplikacemi elektronických vaček vstupuje *zdvihová závislost jehelní tyče (z.z.)*, je nezbytné následující výpočetní kroky provést, neboť naměřená z.z. jehelní tyče je zatížena nepříznivými vlivy skutečnosti jako jsou poddajnosti a vůle v kinematickém řetězci od teoretické budící funkce k pracovnímu členu. Naměřená polohová data mají v tomto případě pro návrh pohonu elektronickou vačkou pouze kontrolní funkci. Z.z. jehelní tyče musí být teoreticky popsána i z důvodu její optimalizace s ohledem na možnosti zvýšení otáček stroje. Jde o následující kroky:

- Vyrovnání polohových dat měření programem *Aprox*
- Aproximace výrobních dat radiální drážkové vačky
- Kinematická *analýza* mechanismu jehelní tyče
- Porovnání výsledků měření a datového souboru teoretického výpočtu
- Aproximace zdvihové závislosti jehelní tyče (úseky polynomů 5. stupně) a kinematická *syntéza* mechanismu jehelní tyče (kontrola i možné aplikační využití)



Obr.8.1 Pohon jehelních tyčí radiální drážkovou vačkou

Ve studii je použita metoda aproximace programem *Aprox* z naměřených nebo jinak získaných dat zdvihových závislostí. Tato metoda není v disertační práci popsána. Jedná se o standardní metodu, při které se získaná numerická data aproximují po úsecích polynomy 5. nebo 7. stupně. Takto získanou aproximovanou z.z. je možno použít v metodách *analýzy* a *syntézy* složených vačkových mechanismů s klasickou nebo elektronickou vačkou.

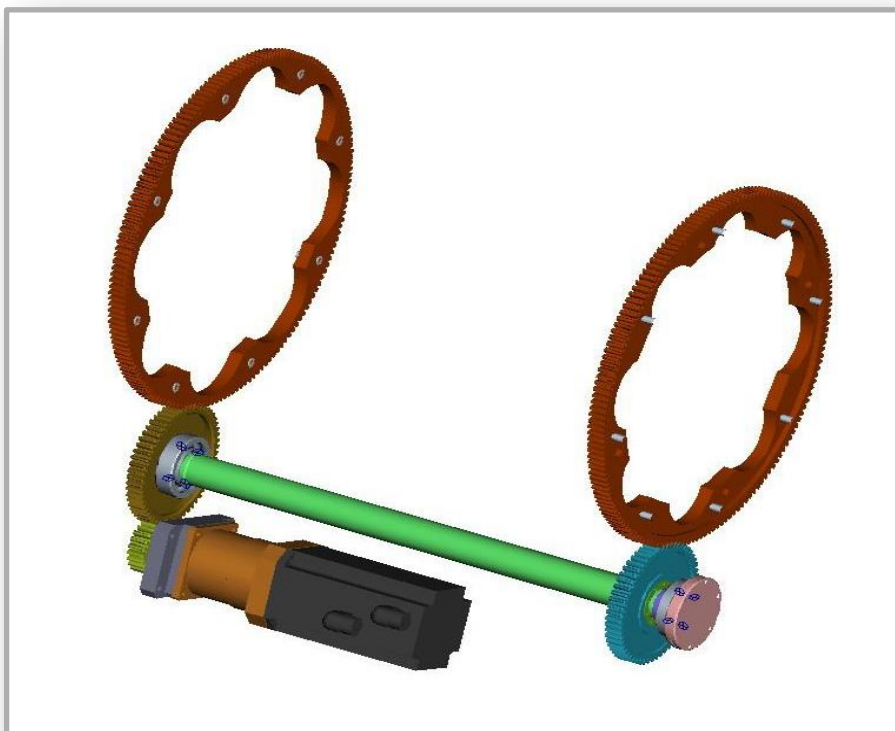
Ve studii jsou tak použity metody řešení *kapitol 2 a 5* disertační práce. Výsledkem *kinetostatického výpočtu* podle variant pohonu jehelní tyče je velikost servomotoru z katalogové řady výrobce.

8.1.2 Návrh pohonu přetáčení vřetenového bubnu pro stroj TMZ867

(Zakázka pro firmu Tajmac-ZPS, a.s., Zlín)

Cílem je navrhnout pohon vřetenového bubnu a zásobníku tyčí elektronickou vačkou podle *obr.8.2*. Požadavkem je optimální volba zdvihové závislosti s cílem minimalizovat parazitní dynamické jevy v pohonu a snížit čas přetáčení. Řešení vyžaduje metody *kapitol 4 a 5*. *Kinetostatickým* výpočtem je dimenzována velikost servomotoru s velikostí konstantních převodů. Zároveň jsou testovány zdvihové závislosti na velikost reziduálních kmitů v oblasti klidu pohybové funkce. Rovněž jsou modelovány reziduální spektra zdvihových závislostí na základě zmenšujícího se momentu setrvačnosti zásobníku tyčí. Dále je navržena integrace vlastního řídicího systému elektronické vačky do nadřazeného CNC (Siemens) řídicího systému stroje.

Výsledky jasně ukazují na přímou souvislost mezi zdvihovou závislostí, velikostí servomotoru a rušivým reziduálním kmitáním. Při řešení problematiky rušivých reziduálních kmitů nelze v tomto případě použít jiných metod minimalizace [35] než těch, které jsou prezentovány v *kapitole 5* disertační práce, tedy využití samotných dynamických vlastností zdvihových závislostí, resp. reziduálních spekter zdvihových závislostí.



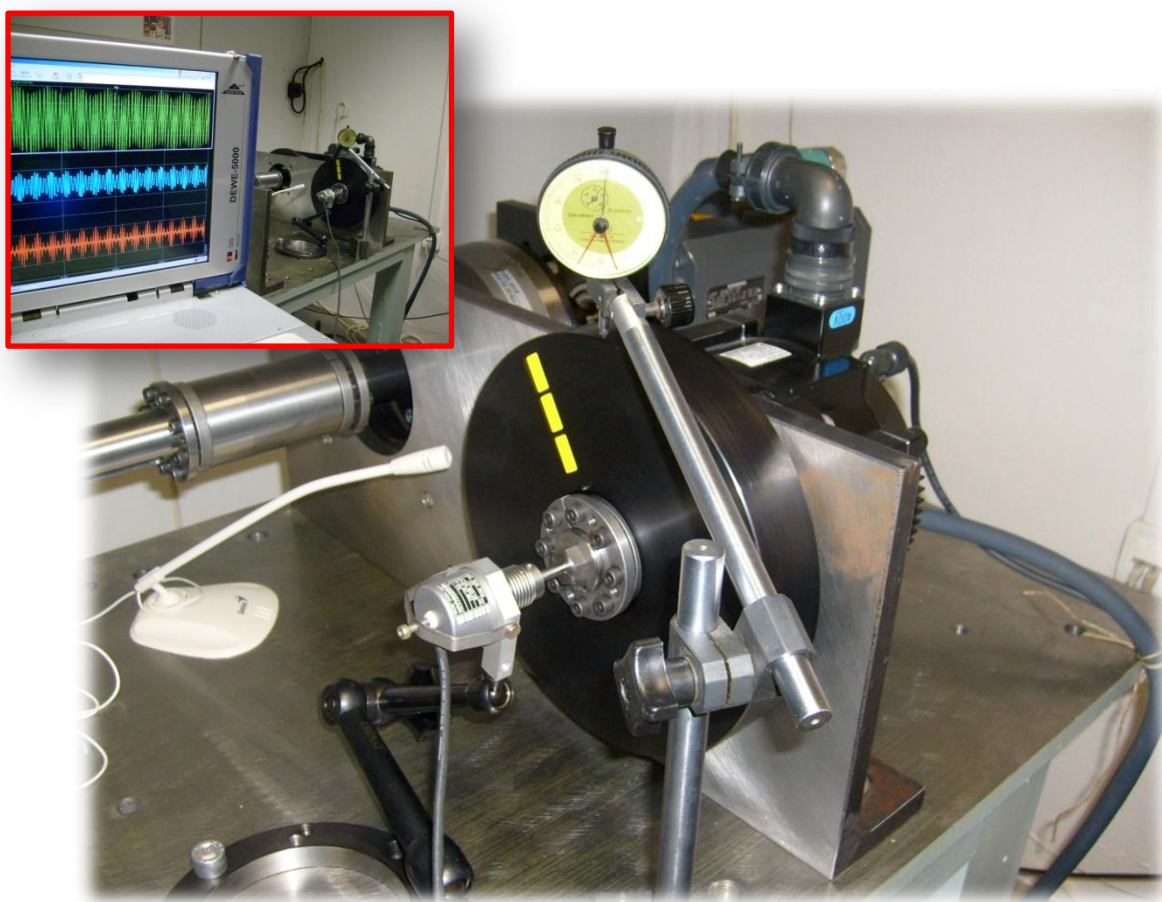
Obr.8.2 Detail pohonu vřetenového bubnu a zásobníku tyčí

8.1.3 Možnosti realizace rozvádění příže na principu elektronické vačky a permanentních magnetech jako akumulátorů energie

(část 4: Algoritmy pro řízení navíjení příže)

Zakázka pro firmu Rieter CZ, a.s., Ústí nad Orlicí)

Popsané algoritmy jsou univerzální a jsou parametrizovány. Protože ověření algoritmů probíhalo v konfiguraci elektronické vačky podle *obr.8.3* a nebylo možno navíjet cívku, byla polohová data zaznamenána a jsou předmětem popisu měření ve zprávě. Zdvihová závislost rozváděcí tyče byla podle zadání uložena v datech své *0.*, *1.* a *2. derivace*. Vlastní řízení elektronické vačky bylo zvoleno pohybovým parametrem $OW8008=25$ (*Phase Control*) viz. *obr.6.18*. Toto řízení umožňuje k dané rychlosti závisle proměnné (*Slave*) přičítat v každém *Scanu* libovolnou hodnotu rychlosti, která se superponuje s danou rychlostí a v čase modifikuje pohybovou funkci podle volby způsobu překládání krajů.



Obr.8.3 Simulace algoritmů rozvádění na standu

Překládání krajů bylo ověřeno dvěma algoritmy:

1. Zdvih rozváděcí tyče se nemění (*obr.8.4*)

Při tomto způsobu překládání krajů podle zadaného počtu zdvihů na periodu (příkladně 15 zdvihů) se vykoná jeden cyklus překládání. Pro polovinu zdvihů periody se definovaná konstantní fázová rychlost přičítá a pro polovinu zdvihů periody se definovaná konstantní fázová rychlost odečítá.

2. Zdvih rozváděcí tyče se periodicky mění

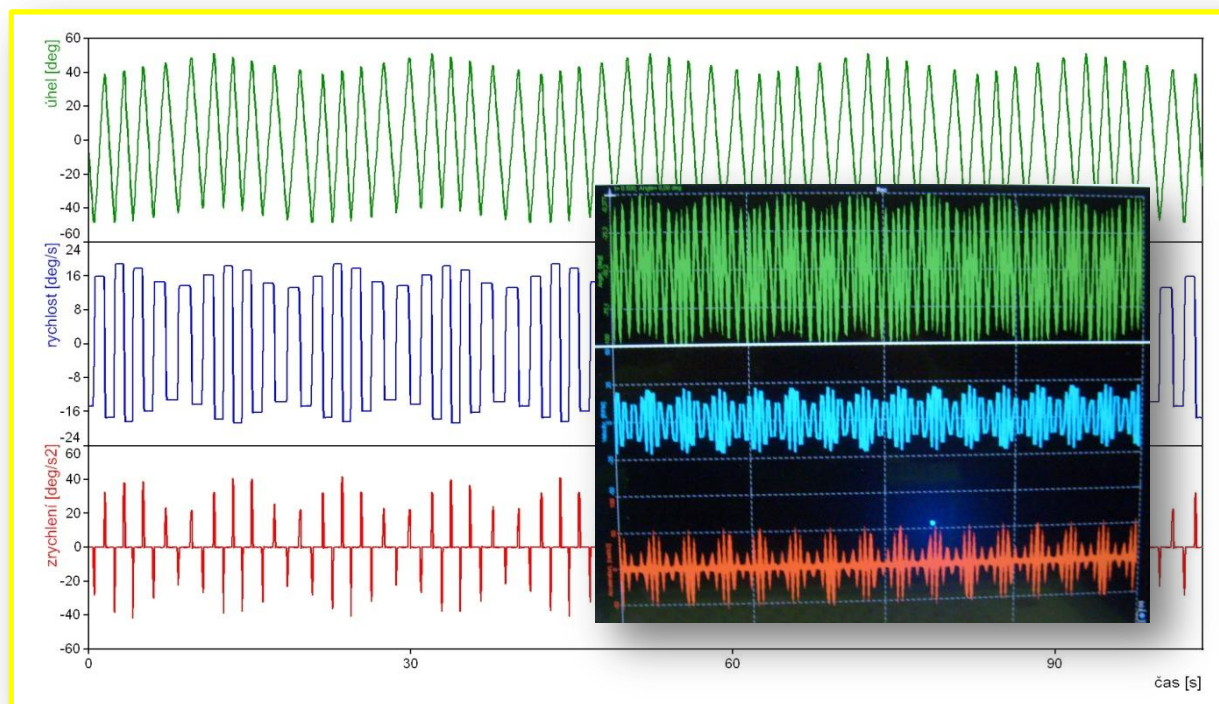
Při tomto způsobu překládání krajů podle zadaného počtu zdvihů na periodu (příkladně 15 zdvihů) se vykoná jeden cyklus změny zdvihů. Pro každý orientovaný zdvih (ve směru osy pohybu) rozváděcí tyče se inkrementálně přičítá/odečítá (realizováno konstantou krát ± 1) definovaný fázový přírůstek rychlosti.

U obou způsobů je přídatná fázová rychlost zadávaným parametrem ve své absolutní hodnotě nebo ve formě inkrementálních přírůstků. Tato rychlost má jasně definovanou vazbu na délku překládání krajů. Stanovení konkrétních hodnot parametrů rychlostí nebylo provedeno, neboť navíjení cívky nebylo možno realizovat.

Rušení pásmového vinutí bylo dosaženo periodickou změnou otáček *Masteru* jako funkce počtu zdvihů. Tento způsob odpovídá proměnné úhlové rychlosti otáčení rozváděcí vačky v současném mechanickém řešení na doprřadacích strojích *BD*.

Překládání krajů a rušení pásmového vinutí bylo realizováno v *PLC* řídicího systému elektronické vačky *Yaskawa* ve vyvinutém unifikovaném jednoosém systému. Zdvihová závislost je pak provedena pomocí standardní funkce realizující elektronické vačky. Kompletní *kinematické* řešení problematiky rozvádění je tedy vyřešeno pomocí metod *kapitoly 6* disertační práce. Kinetostatický výpočet nebyl předmětem zakázky, pro aplikaci by však byl nezbytný (metody *kapitoly 5*).

Vysoká dynamika pohybu pracovního členu mechanismu rozvádění příze na strojích bezvřetenového doprřadání vyžaduje použití některého principu akumulace pohybové energie v úvratích periodické pohybové funkce. V těchto případech je na místě diskuse o možnosti aplikace *mechatronického diferenciálního pohonu* podle *kapitoly 7* disertační práce. Analýza této aplikace mechatronického pohonu je popsána v literatuře [29].



Obr.8.4 Kinematika překládání krajů a rušení pásmového vinutí

8.2 Oblasti nových poznatků disertační práce s odkazy na dílčí cíle podle kapitoly 1.2.1

Disertační práce svým obsahem zapadá do samotné tematiky studia na *Fakultě mechatroniky, informatiky a mezioborových inženýrských studií TU Liberec*, resp. studijního zaměření jejího pracoviště *Ústavu mechatroniky a technické informatiky*.

Zde bych zdůraznil význam slova *mezioborový*. Domnívám se, že to je *podstata* nejenom disertační práce, ale podstata smysluplného vývoje vědy a výzkumu v technické civilizaci naší doby. Jednotlivé technické obory se nemohou vyvíjet bez hledání vzájemných souvislostí a přenosu poznatků a zkušeností z jednoho oboru do druhého. Samotné využití poznatků jednoho oboru a jejich přenos do jiného oboru s následnou realizací, která má novou vlastnost, je patentovou terminologií označováno jako **novost** (*použití známé věci k novému účelu*). Tato *novost* je pak vyjádřena, resp. dělena na *způsob* a *zařízení*. V této terminologii popíšu přínosy disertační práce z pohledu *novosti* jak v jednotlivých metodách návrhu a řešení vačkových mechanismů (klasických a elektronických), tak i v mezioborovém sjednocení problematiky pohonů pracovních členů mechanismů klasickými a elektronickými vačkami. *Novost* se pak odráží v algoritmech výpočetního software, jehož prostřednictvím jsou prezentovány *všechny* výsledky modelování a výpočtů v disertační práci. Veškerý aplikační software a algoritmizace řešené problematiky je původní práce autora disertace.

Kapitola 2.4.2 Řešení krokových základních vačkových mechanismů (dílčí cíl c1)

Popsaný nový *způsob* řešení je unikátní, tzn. doposud nikým nerealizovaný (produkce vačkových převodovek *VÚTS, a.s.* je samozřejmě aplikací uvedeného způsobu). Principiálně jde o syntézu radiální vačky s vahadlem na základě neperiodické (krokové) zdvihové závislosti pracovního členu (karuselu). Algoritmus výpočtu však podle počtu rolen karuselu a počtu zastavení (tzv. stopů) karuselu během jedné otáčky vyřeší automaticky tvar činné plochy vačky, resp. tvar libovolné ekvidistanty. Pro optimální chod mechanismu je zcela *zásadní* konstrukce *odlehčení* profilu činné plochy vačky v místě náběhu rolen na konturu vačky („špičky“ profilu) a v oblasti minimálního radiusu kontury vačky, kdy rolna prochází spojnicí osy rotace vačky a karuselu. Toto odlehčení zajišťuje *stálý* kontakt činné plochy (kontury) vačky *pouze se dvěma rolkami*. Je tak zabezpečena geometrie dvojvačkového mechanismu. Mechanismus není nijak dodatečně upravován a je možné ho použít bez zábrhu. Popsaný *způsob řešení* je chráněn autorským právem autora disertace prostřednictvím výpočetního software *KINY*, na jehož výstupech je jedno konkrétní řešení krokového mechanismu prezentováno.

Kapitola 2.5.1 Zdvihové závislosti mechanismů s elektronickou vačkou (dílčí cíl c2)

V kapitole je uveden nový *způsob* numerické konstrukce zdvihové závislosti podle tvaru její druhé derivace. Využití této metody je pak v kapitole 4.10. Jde o jednu z metod, kterou lze použít při hledání tvarů zdvihových závislostí vhodných k minimalizaci reziduálních kmitů.

Kapitola 4.4 Pohybové rovnice modelu 0 - II - 1.1 (dílčí cíl c3)

Nový *způsob* popisu modelu elektronické vačky s poddajností elektromagnetické vazby a s poddajností výstupního členu mechanismu včetně odporových ztrát konstantního převodu reduktoru *SPINEA* v závislosti na úhlové rychlosti. Poddajnost elektromagnetické vazby je modelována na základě ekvivalentních vlastností s mechanickou vazbou (poddajnost a tlumení). Tím je umožněno soustavu popsat *Lagrangeovými rovnicemi*. V numerickém řešení je pak možno modelovat chování kaskádního uspořádání regulace v režimech *P* a *PI* (kapitola 4.7). Metoda umožňuje modelovat reálné mechanismy v konfiguraci dynamického

standu elektronické vačky *Yaskawa* popsaného v kapitole 3. Výsledkem je *reálný* tvar reziduálních spekter zdvihových závislostí, z kterých lze na základě vztahu (4.40) stanovit charakteristické parametry soustavy (otáčky, moment setrvačnosti, vlastní frekvence), které umožní minimalizovat rušivé zbytkové kmitání *pouze na základě dynamických vlastností zdvihových závislostí*. Metoda popisu modelu, jeho řešení a ověření výsledků na standu s ohledem na studium reziduálního kmitání je poprvé uvedeno v literatuře [26].

Kapitola 4.9 *Superposice s harmonickou korekční funkcí (Dodatek III, dílčí cíl c2)*

Nový způsob minimalizace reziduálních kmitů a jeho ověření na dynamickém standu elektronické vačky podle kapitoly 3. Publikováno a prezentováno v literatuře [26].

Kapitola 4.10.1 *Harmonická analýza a aproximace zdvihové závislosti Fourierovou řadou (dílčí cíl c3)*

Zde se jedná o *novost* ve smyslu přenosu *způsobu* návrhu a metody řešení periodických zdvihových závislostí klasických vačkových mechanismů na podobné mechanismy s elektronickou vačkou. Díky bezproblémové a prakticky okamžité změně zdvihové závislosti, lze dynamiku systému a její vazbu na polohovou přesnost pracovního členu řešit přímo na stoji a dosáhnout tak optimálních vlastností pohonu.

Kapitola 5. *Kinetostatické řešení mechanismů s klasickou a elektronickou vačkou (dílčí cíl c3)*

Novost zpracování problematiky kapitoly je ve sjednoceném pohledu na hledání *optimálního* konstantního převodového poměru za vačkovým systémem klasickým a elektronickým. Stanovení tohoto převodu je pro správný chod mechanismů *zásadní*. Podcenění této skutečnosti vede ke snížené životnosti a obecně vede ke špatné funkci vačkových mechanismů obou systémů. Vliv a velikost tohoto převodu je názorně vyčíslena v tabulkách *Tab.5.1* až *Tab.5.4*.

Kapitola 6. *Realizace zdvihových závislostí v řídicím systému elektronické vačky (dílčí cíl c4 a c5)*

Nové a původní je v této kapitole vše. V úvodu popisované prostředky vývojového prostředí *MP720 Yaskawa* slouží pouze k vytvoření originálního a původního jednoosého řídicího systému stroje, do kterého je začleněna funkce elektronické vačky. Tento systém je založen na virtuální nezávislé ose, na které je funkčně závislá osa reálná. Je vytvořena struktura *stavového* řídicího systému a obecná struktura *uživatelské* funkce. Na základě těchto struktur je vytvořena konkrétní funkce elektronické vačky *CAM_VI*, která svými vstupními parametry umožňuje volbu dvou typů řízení pohybových funkcí. Pohybová funkce na hřídeli servomotoru (*Slave*) je odvozena od 0., 1. a 2. *derivace zdvihové závislosti*. Tato data jsou uložena v paměti kontroleru a je umožněna parametrická manipulace s těmito daty ve smyslu měřítkování (*scale*) a fázového posunutí. Tato manipulace s daty je prováděna s cílem minimalizace *polohové odchylky pohybové funkce (PERR)* elektronické vačky. Poznatky o souvislostech vstupních parametrů funkce *CAM_VI* s polohovou chybou (*PERR*) v tomto komplexním pohledu nebyly dosud publikovány. Dále funkce *CAM_VI* svými parametrickými vstupy umožňuje okamžitou změnu smyslu chodu a zrcadlení pohybové funkce.

Obsah této kapitoly považuji za *zcela zásadní*. Bez vazby požadavků výrobní technologie na možnosti řídicího systému a bez zvládnutí této problematiky *není aplikace elektronických vaček ve výrobních strojích možná*.

Polohová přesnost (*PERR*) a možnosti její minimalizace je pak *zásadní* pro dále uvedený diferenciální pohonný systém.

Kapitola 7. *Mechatronická řešení pohonů pracovních členů mechanismů (dílčí cíl c5)*

Ústředním tématem a obrazně řečeno „vyvrcholením“ problematiky disertační práce je *diferenciální pohonný systém*, v kterém se kombinují dva vstupní pohony (klasický a elektronický). Pro speciální případy má tento pohonný systém *synergický* účinek. Zde se jedná z pohledu *novosti* o *způsob* i *zařízení*. V tomto smyslu byla postavena patentová přihláška. Český patent byl udělen v roce 2010, evropský patent je v řízení. V kapitole se koncentrují poznatky a problematiky *všech* kapitol disertace. Tento pohonný systém rozšiřuje použitelnost elektronických vaček, ale *pouze* pro odpovídající úlohy. *Analýza použitelnosti* tohoto pohonu vyžaduje odpověď na *všechna* kritéria deklarovaná v jednotlivých kapitolách disertační práce.

Seznam použité literatury

- [1] Koloc, Z. - Václavík, M.: Vačkové mechanismy, SNTL 1988
- [2] Juliš, K. - Brepta, R. a kol.: TP 65 1.díl - Statika a kinematika, SNTL 1986
- [3] Juliš, K. - Brepta, R. a kol.: TP 66 2.díl - Dynamika, SNTL 1987
- [4] Brdička, M. - Hladík, A.: Teoretická mechanika, Academia Praha 1987
- [5] Leech, J. W.: Klasická mechanika, SNTL 1970
- [6] Nekvinda, M. a kol.: Úvod do numerické matematiky, SNTL 1976
- [7] Valášek, M. a kol.: Mechatronika, ČVUT 1996
- [8] Souček, P.: Servomechanismy ve výrobních strojích, ČVUT Praha 2004
- [9] Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe, VDI 2143, Okt.1980
- [10] Souček, P. - Bubák, A.: Vybrané statě z kmitání v pohonech výrobních strojů, ČVUT Praha 2008
- [11] Brepta, R. - Půst, L. - Turek, F.: Mechanické kmitání, TP 71, Sobotáles 1994
- [12] Brát, V. - Rosenberg, J. - Jáč, V.: Kinematika, SNTL 1987
- [13] Volmer, J. und Autorenkollektiv: Getriebetechnik-Kurvengetriebe, VEB Verlag Technik Berlin 1989
- [14] Koster, M. P.: Vibrations of Cam Mechanisms, Macmillan Press Ltd.. London 1974
- [15] Rees, J. – Reeve, J. E.: Dynamic Response of Cam Curves Based on Sinusoidal Segments. In: Cam and Cam Mechanisms, Suffolk, Mechanical Engineering Publikation Limited 1978
- [16] Plaček, B.: Matematické modelování dynamických vlastností vačkového mechanism vybraného typu, Sborník VI. světového kongresu IFToMM, New Delhi 1983
- [17] Beneš, P.: Input Shaping for Residual Vibration Suppression, CTU in Prague, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanics, Biomechanics and Mechatronics
- [18] Beneš, P. - Valášek, M.: Input Shaping Control with Reentry Commands on Prescribed Duration, In: Applied and Computational Mechanics. 2008, vol. 2, no. 2, p. 227-234. ISSN 1802-680X.
- [19] Beneš, P. - Valášek, M.: Derivation of Conditions for Residual Vibration Suppression by Input Shaping Control, In: Winter Workshop of Applied Mechanics. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007, p. 7-12. ISBN 978-80-01-03710-2.
- [20] Beneš, P. - Valášek, M.: Application of Input Shaping Control to Drives of Machine Tools, In: Proceedings Interaction and Feedbacks '2006. Praha: Ústav termomechaniky AV ČR, 2006, vol. 1, p. 5-12. ISBN 80-87012-02-X.
- [21] Vaughan, J. - Singhose, W.: Reducing vibration and providing robustness with multi-input shapers, 2009 American Control Conference Hyatt Regency Riverfront, St. Louis, MO, USA June 10-12, 2009
- [22] Tesar, D. – Matthew, G.: The Dynamics Synthesis, Analysis and Design of Modeled Cam Systems, D. C. Heath and Company, Lexington Books, 1976

- [23] Tesar, D. – Ashok, P. – Krishnamoorthy, G.: Preliminary Design Results for Reprogrammable Servocams, 10. Mezinárodní konference IFToMM, TU Liberec 2008
- [24] Tesar, D.: New Wave of Technology (Based on Machine Intelligence), White paper, Robotics Research Group, University of Texas, 2007
- [25] Angeles, J. – López-Cajún C. S.: Optimization of Cam Mechanisms, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht/Boston/London 1991

Přehled publikovaných prací

- [26] Václavík, M. - Jirásko, P.: Research and Application of Displacement Laws of Electronic Cams, 12th IFToMM World Congress, Besançon (France) 2007
- [27] Jirásko, P. - Bušek, M.: Polohová přesnost pohybových funkcí elektronických vaček, 10. Mezinárodní konference IFToMM, TU Liberec 2008
- [28] Jirásko, P.: Způsob a zařízení k pohonu členů strojních mechanismů, PV 2008-10
- [29] Václavík, M. - Jirásko, P.: Mechatronické varianty pohonů pracovních členů výrobních strojů, 10. Mezinárodní konference IFToMM, TU Liberec 2008
- [30] Jirásko, P.: Studie možných aplikací elektronické vačky pro pohon mechanismu jehelních tyčí stroje EBS Mark II, výzkumná zpráva VÚTS, a.s., číslo MCT- 32/2009, pro firmu AMF Reece Prostějov
- [31] Jirásko, P.- Bušek, M.: Návrh pohonu přetáčení vřetenového bubnu pro stroj TMZ867, výzkumná zpráva VÚTS, a.s., číslo MCT- 44/2009, pro firmu Tajmac-ZPS Zlín
- [32] Jirásko, P.- Bušek, M.: Možnosti realizace rozvádění příze na principu elektronické vačky s permanentními magnety jako akumulátorů energie, kapitola 4 výzkumné zprávy VÚTS, a.s., číslo MER- 41/2009, pro firmu Rieter CZ, a.s., Ústí nad Orlicí
- [33] Jirásko, P.- Václavík, M.: Residual spectra of displacements of conventional and electronic cams, Mezinárodní konference IM 2009 Svatka, CZ, 11.-14.5.2009

Zprávy projektu TANDEM II (MPO, 2007-10)

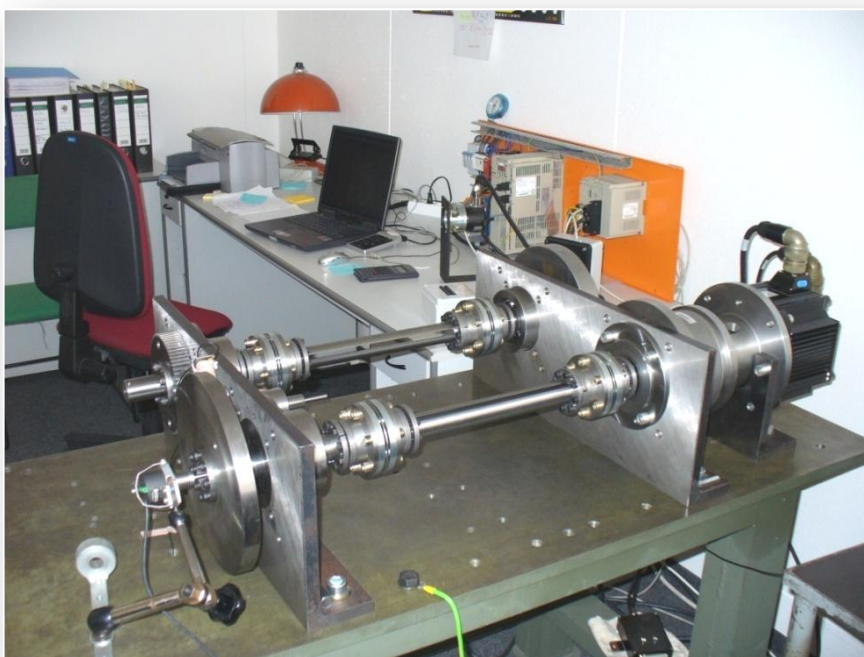
- [34] Řešitelský tým TU Liberec: Dokumentace k projektu TANDEM II, část II.1 Studie možných struktur elektronických vaček v řídicích systémech strojů
- [35] Řešitelský tým TU Liberec: Dokumentace k projektu TANDEM II, část II.7 Studie a modely možností kompenzace reziduálního kmitání pracovních pohybů

Dodatek I ... Porovnání numerického řešení výpočetních modelů s měřením

V tomto dodatku jsou výsledky numerického řešení modelů klasického vačkového mechanismu **1-Π-1** a elektronické vačky **0-Π-1.1** porovnány s výsledky měření.

1.1 Klasický vačkový mechanismus 1-Π-1

Měření proběhlo na dynamickém standu v konfiguraci podle *obr.1.1*. Na dalších obrázcích *obr.1.2 a 3* je radiální drážková vačka jako zdroj buzení a detail drážky s rolnou, která je uložena kluzně. Vačka je vyrobená ve vysoké tvarové přesnosti s tolerancí drážky H6. Rotační hmoty jsou osazeny inkrementálními snímači polohy a akcelerometry.



Obr.1.1 Dynamický stand klasického vačkového mechanismu 1 - Π - 1

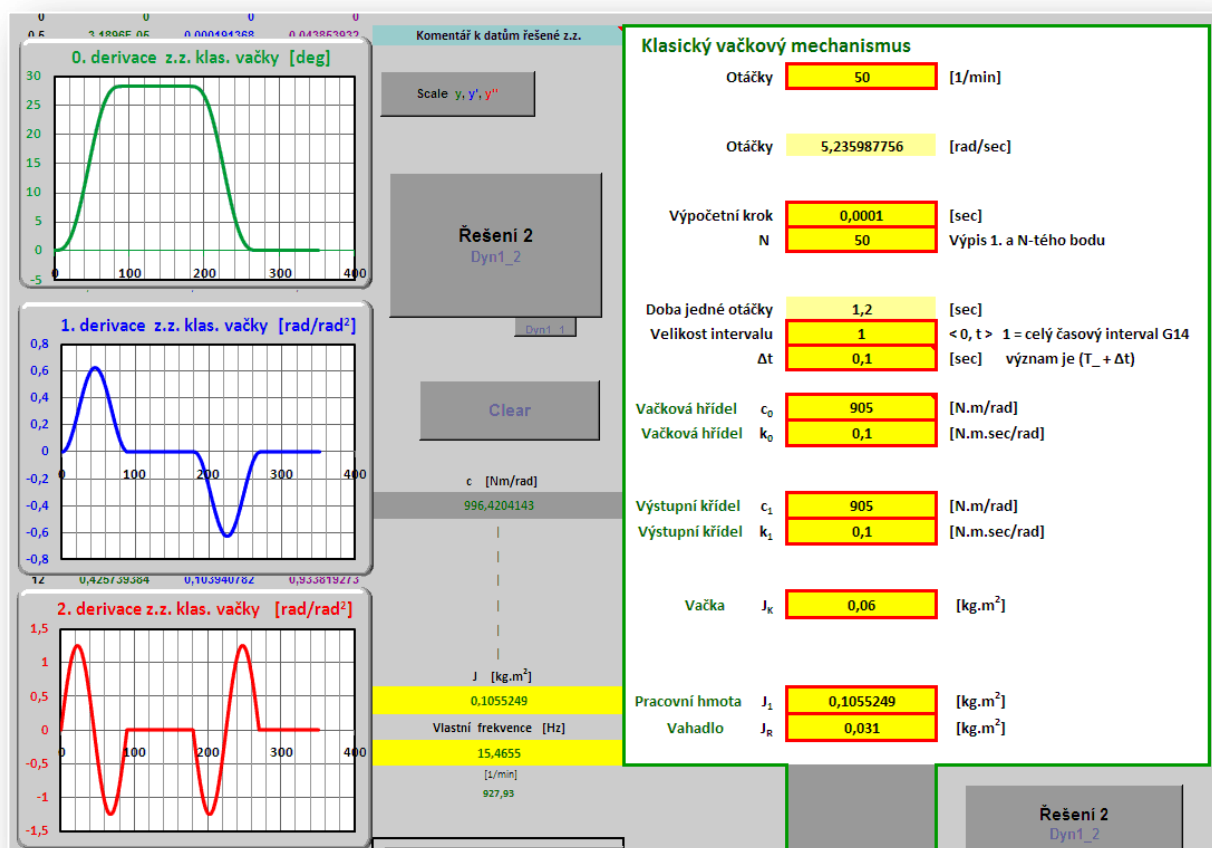


Obr.1.2 Radiální drážková vačka



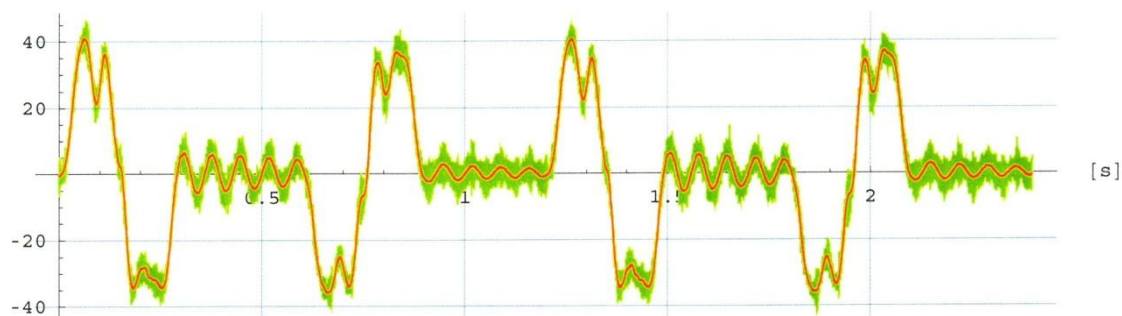
Obr.1.3 Rolna v drážce vačky

Na obr. I.4 jsou vstupní kinetostatické parametry a vstupní budící zdvihová závislost. Tato zdvihová závislost je pohyb vahadla vačky v závislosti na úhlu pootočení vačky. Tvar teoretického profilu (dráha středu rolny) je stanoven kinematickou syntézou, jejímž výsledkem jsou výrobní NC souřadnice. Otáčky se zadávají do prvního žlutého vstupního pole v rozsahu 50, 60, 70 a 80 [1/min].

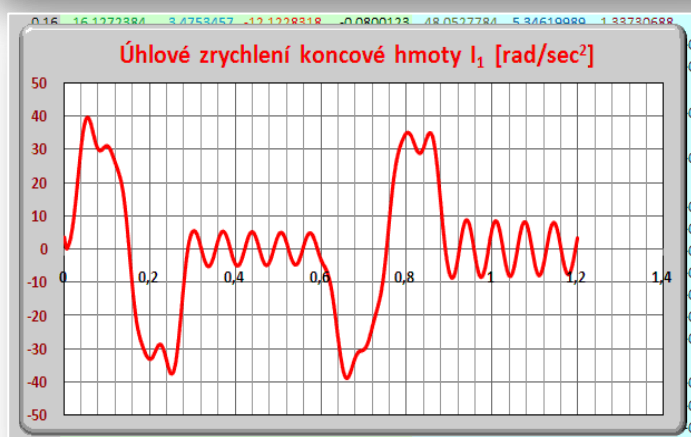


Obr. I.4 Kinetostatické vstupy a budící zdvihová závislost

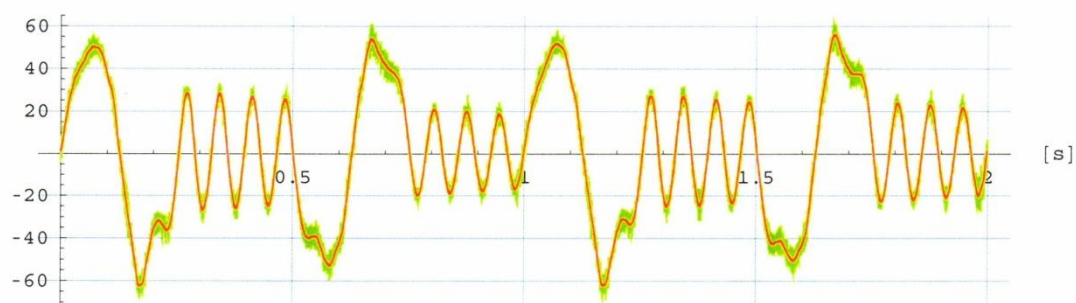
Na dalších stranách jsou scany měřících protokolů jako výsledné kmitání (průběh zrychlení) koncové setrvačné hmoty I_1 . Měření a vyhodnocení provedl VVO Měření VÚTS a.s. Naměřené hodnoty (zeleně) zrychlení jsou filtrovány (červeně). Z naměřených hodnot je zřejmý vliv vůlí mezi rolnou a činnou plochou vačky. Měření je porovnáváno s numerickým řešením modelu **I-II-1**. Shoda na základě verifikace pak umožňuje testovat a vytvářet tvary reziduálních spekter pro jiné vstupní parametry, ale hlavně pro modelování neperiodických (krokových) zdvihových závislostí, které jsou na standu těžko realizovatelné.



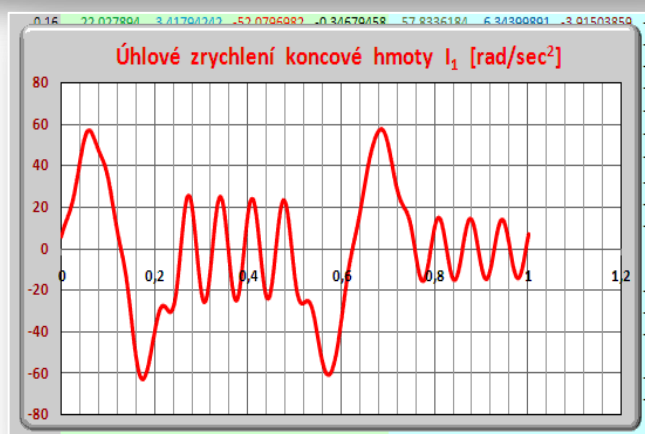
Úhlové zrychlení setrvačníku [rad/s^2] (zeleně), filtrované zrychlení (od 100 Hz, červeně)
(maximum filtrovaného zrychlení 41.1, minimum -35.9 [rad/s^2])



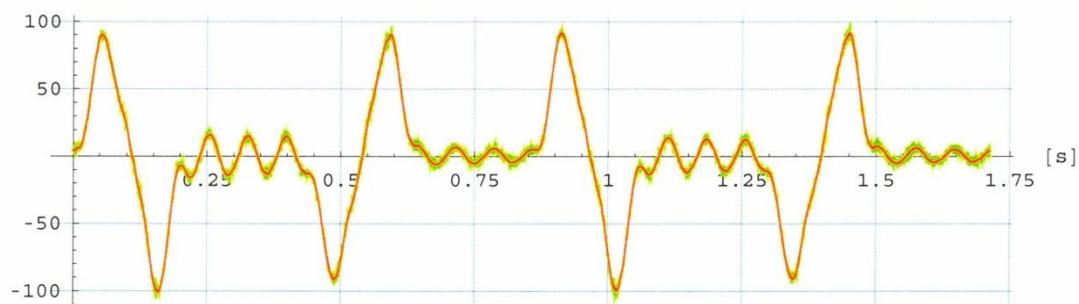
Obr.I.5 50 [1/min]



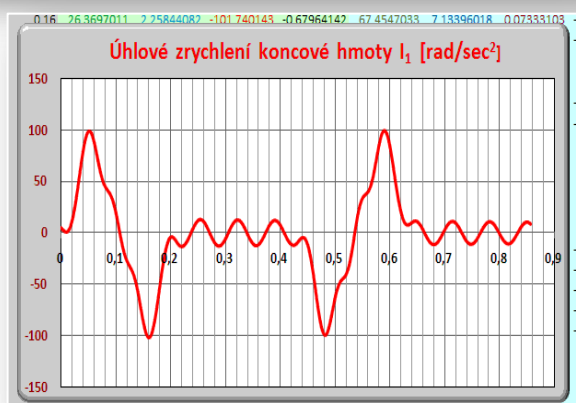
Úhlové zrychlení setrvačníku [rad/s^2] (zeleně), filtrované zrychlení (od 100 Hz, červeně)
(maximum filtrovaného zrychlení 56.1, minimum -62.5 [rad/s^2])



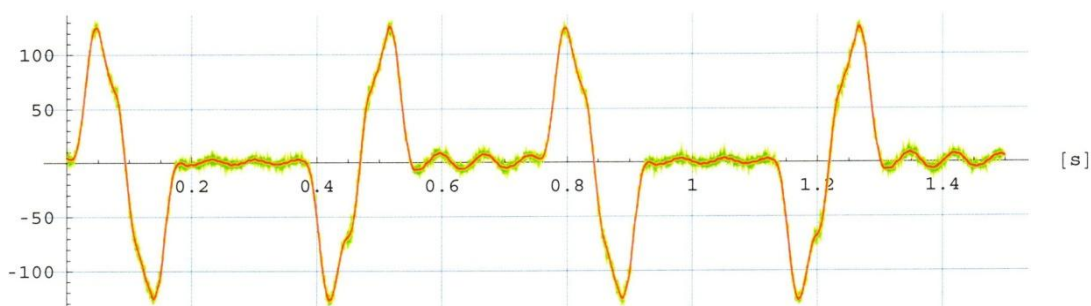
Obr.I.6 60 [1/min]



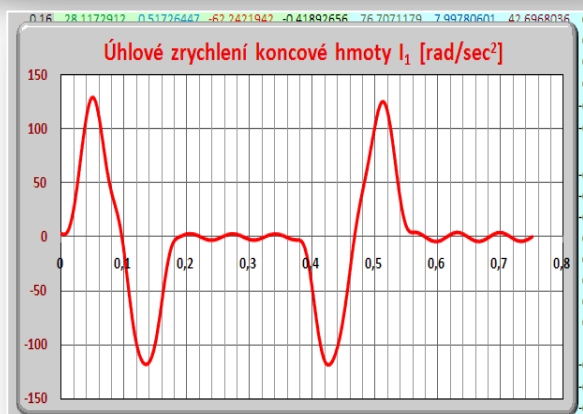
Úhlové zrychlení setrvačníku [rad/s²] (zeleně), filtrované zrychlení (od 100 Hz, červeně)
(maximum filtrovaného zrychlení 91.6, minimum -100.9 [rad/s²])



Obr.I.7 70 [1/min]



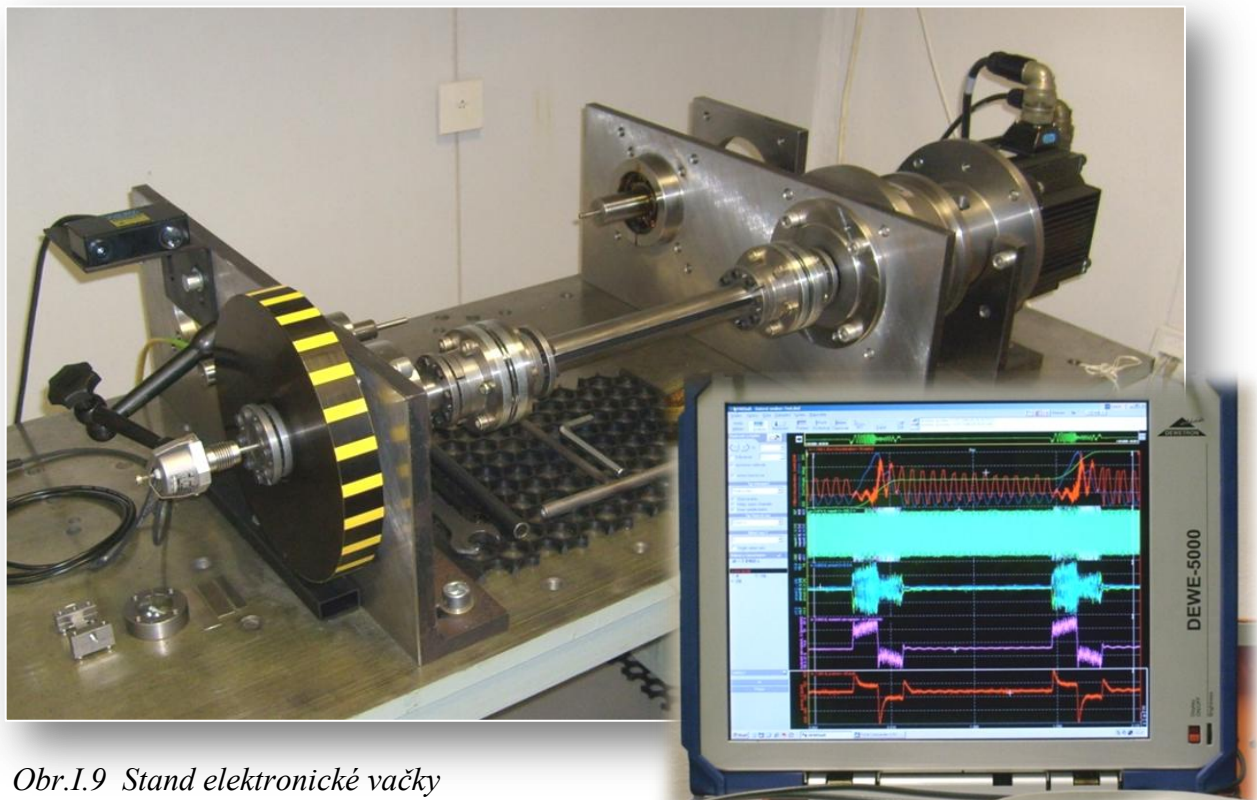
Úhlové zrychlení setrvačníku [rad/s²] (zeleně), filtrované zrychlení (od 100 Hz, červeně)
(maximum filtrovaného zrychlení 126.2, minimum -127.7 [rad/s²])



Obr.I.8 80 [1/min]

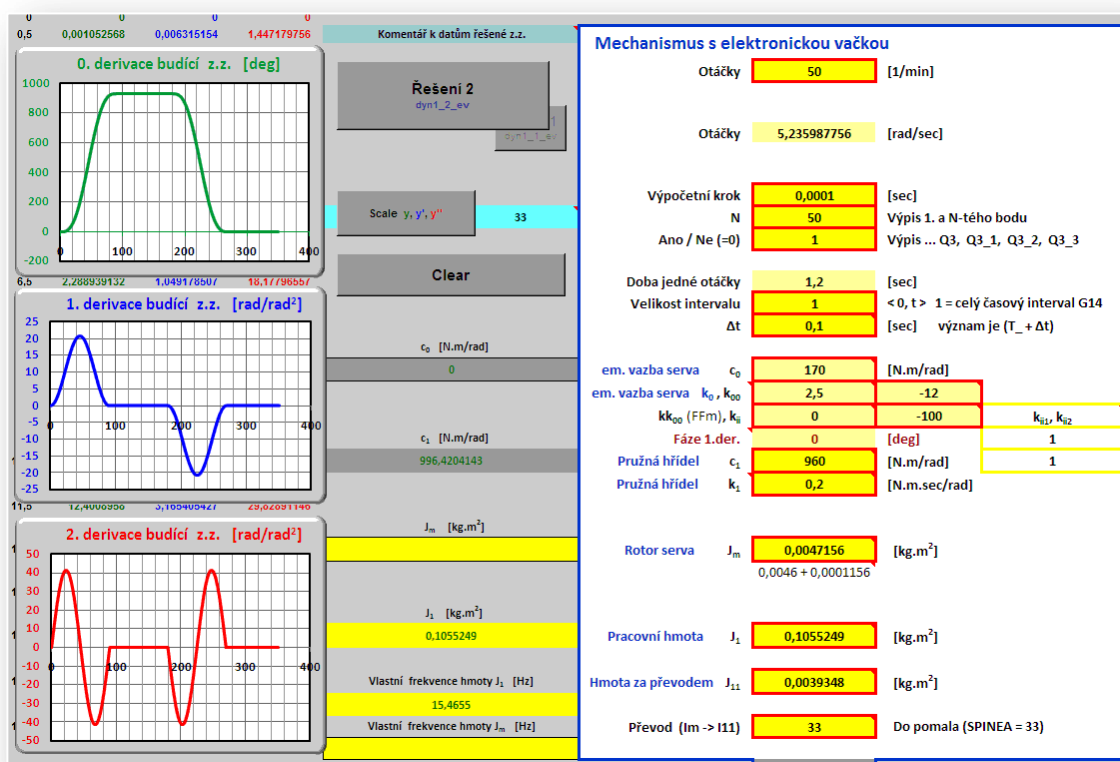
I.2 Mechanismus s elektronickou vačkou 0-II-1.1

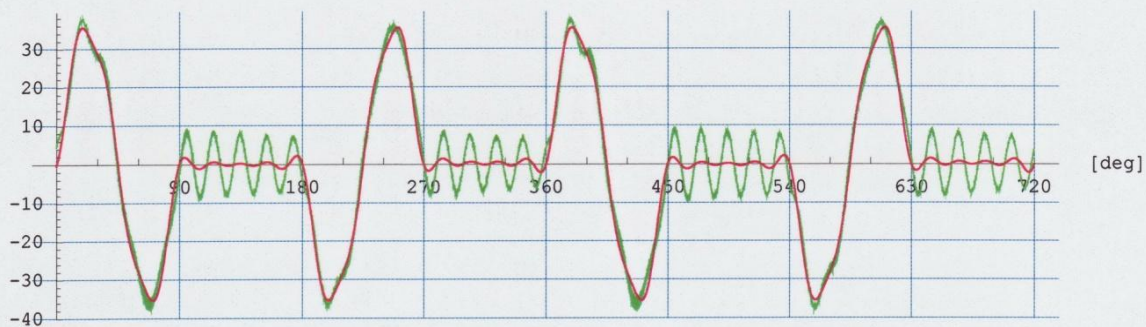
Měření proběhlo na dynamickém standu v konfiguraci podle *obr.1.9* se vstupními parametry podle *obr.1.10* v rozsahu otáček 50 až 90 [1/min]. Na dalších stranách jsou analogicky podle odstavce I.1 výsledky měření porovnány s numerickým řešením.



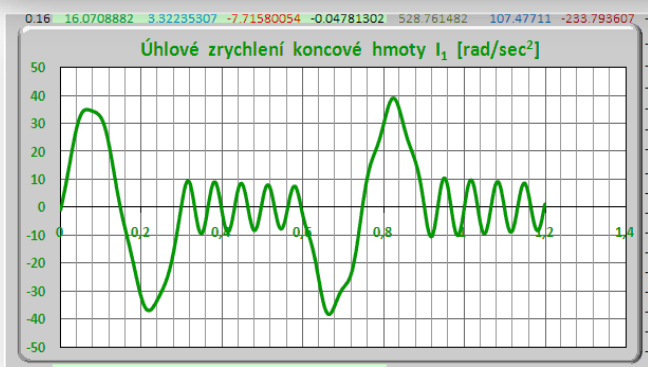
Obr.1.9 Stand elektronické vačky

Obr.1.10 Kinetostatické vstupy a budící zdvihová závislost

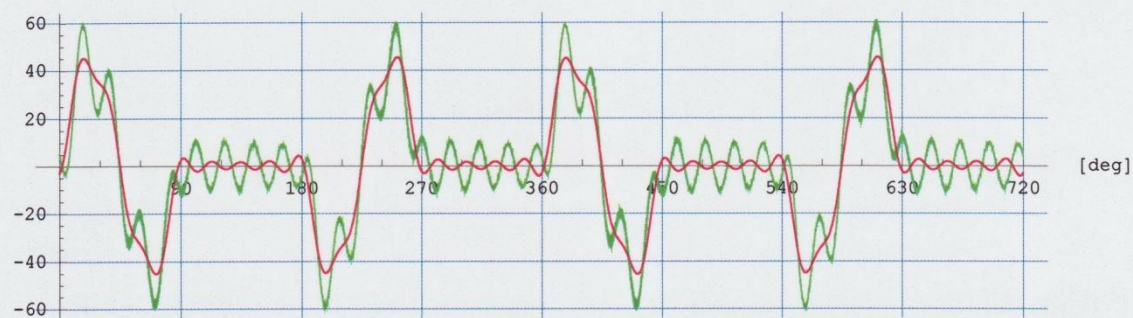




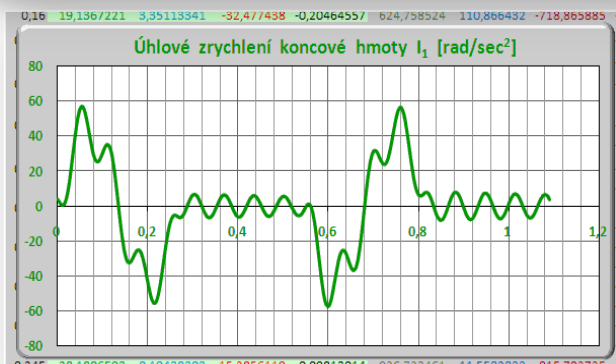
Úhlové zrychlení setrvačníku (zeleně), filtrováno od 14 [Hz] (červeně) [rad/s²] při 50 [ot/min]
jako fce vnitřního úhlu řídicího systému
(maximum 37.6, minimum -38.2, maximum filtrované 35.5, minimum filtrované -35.6 [rad/s²], měření 6941)



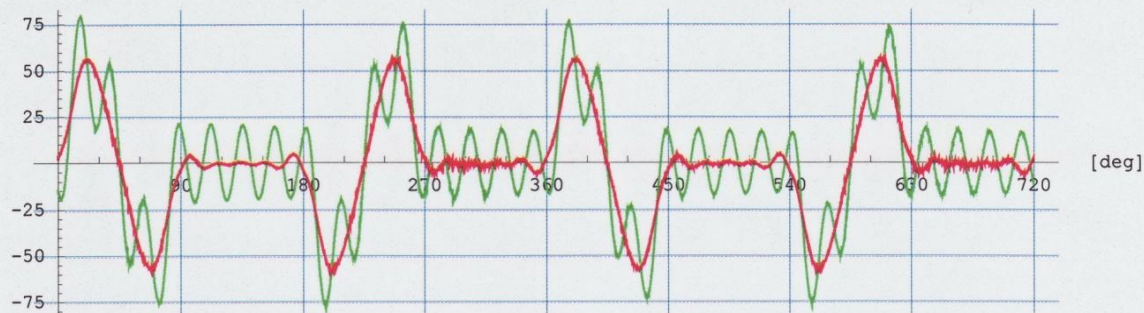
Obr.I.11 50 [1/min]



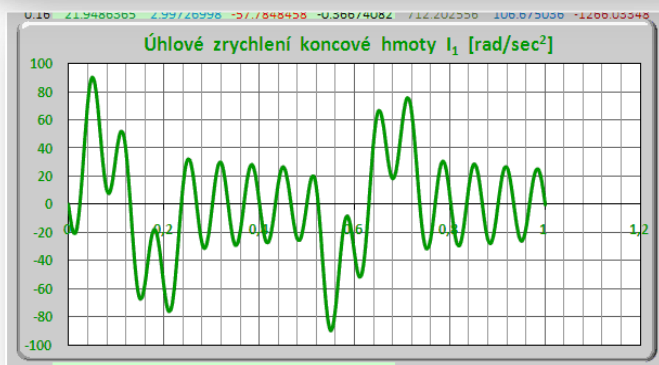
Úhlové zrychlení setrvačníku (zeleně), filtrováno od 15 [Hz] (červeně) [rad/s²] při 55 [ot/min]
jako fce vnitřního úhlu řídicího systému
(maximum 61.1, minimum -60.8, maximum filtrované 45.4, minimum filtrované -45.6 [rad/s²], měření 6942)



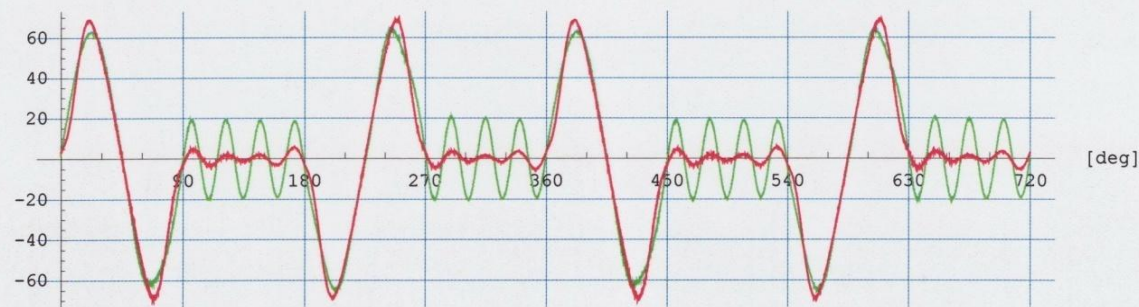
Obr.I.12 55 [1/min]



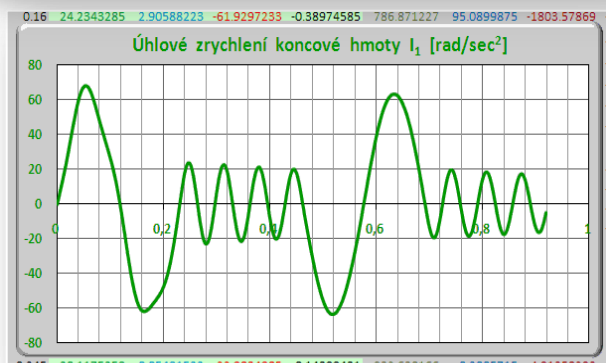
Úhlové zrychlení setrvačníku (zeleně), filtrováno od 13 do 17 [Hz] (červeně) [rad/s²] při 60 [ot/min]
jako fce vnitřního úhlu řídicího systému
(maximum 79.1, minimum -78, maximum filtrované 57.7, minimum filtrované -57.6 [rad/s²], měření 6943)



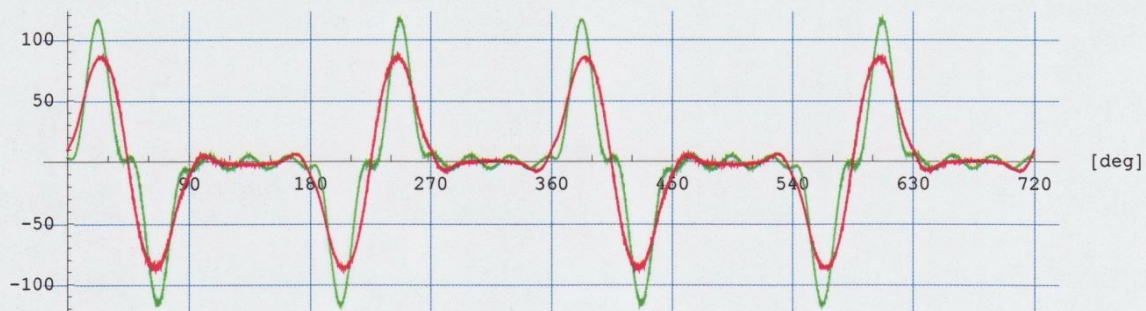
Obr.1.13 60 [1/min]



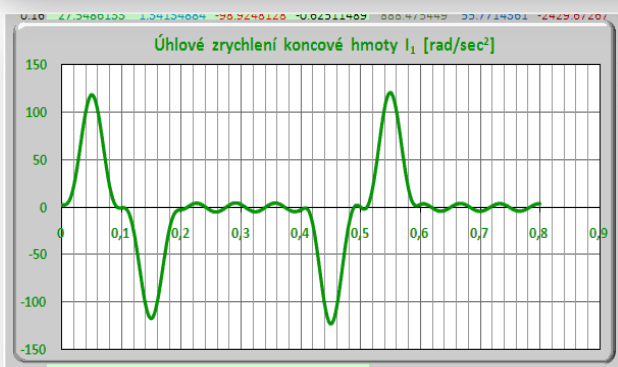
Úhlové zrychlení setrvačníku (zeleně), filtrováno od 13 do 17 [Hz] (červeně) [rad/s²] při 65 [ot/min]
jako fce vnitřního úhlu řídicího systému
(maximum 65.2, minimum -65.3, maximum filtrované 69.5, minimum filtrované -69.9 [rad/s²], měření 6945)



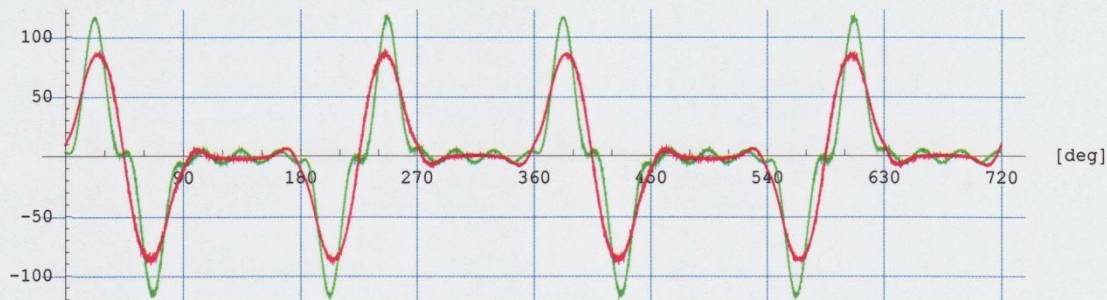
Obr.1.14 65 [1/min]



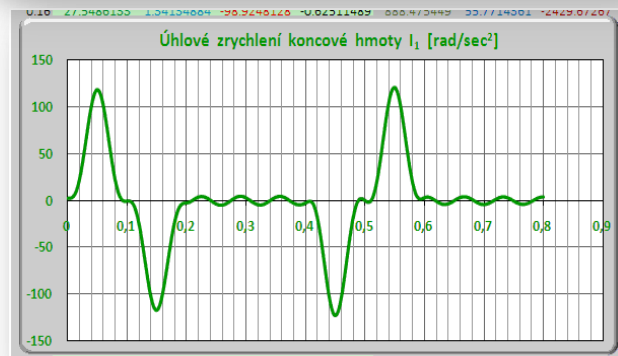
Úhlové zrychlení setrvačníku (zeleně), filtrováno od 11 do 19 [Hz] (červeně) [rad/s²] při 75 [ot/min]
jako fce vnitřního úhlu řídicího systému
(maximum 117.3, minimum -117.6, maximum filtrované 86.8, minimum filtrované -87.6 [rad/s²], měření 6947)



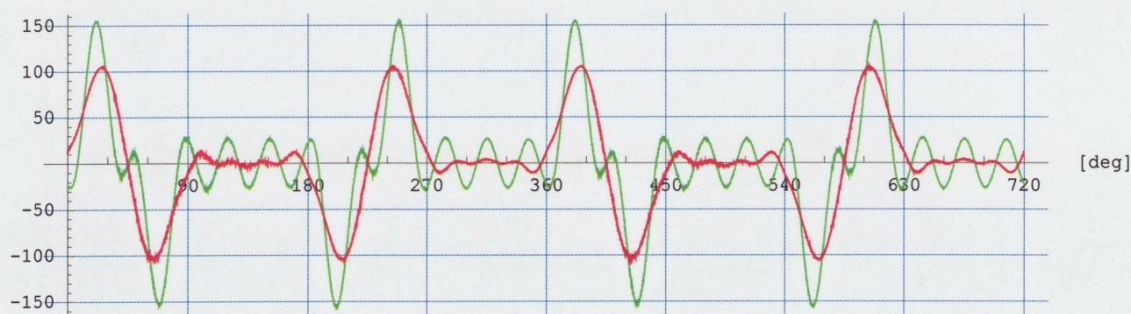
Obr.I.15 70 [1/min]



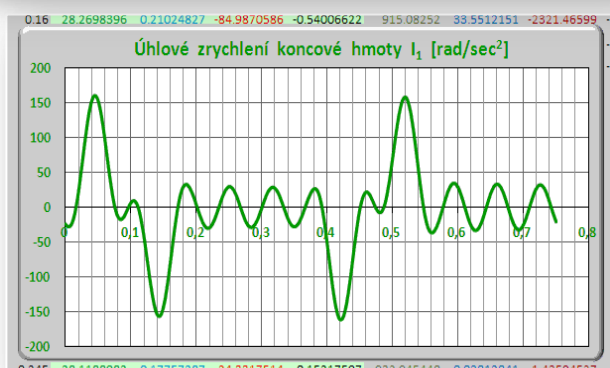
Úhlové zrychlení setrvačníku (zeleně), filtrováno od 11 do 19 [Hz] (červeně) [rad/s²] při 75 [ot/min]
jako fce vnitřního úhlu řídicího systému
(maximum 117.3, minimum -117.6, maximum filtrované 86.8, minimum filtrované -87.6 [rad/s²], měření 6947)



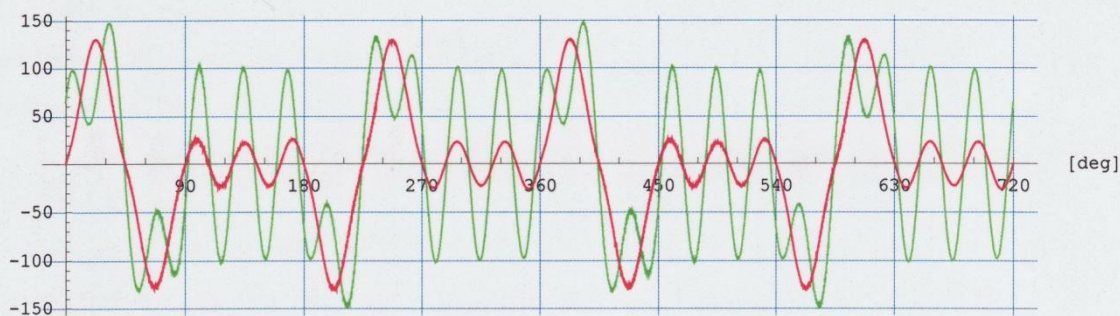
Obr.I.16 75 [1/min]



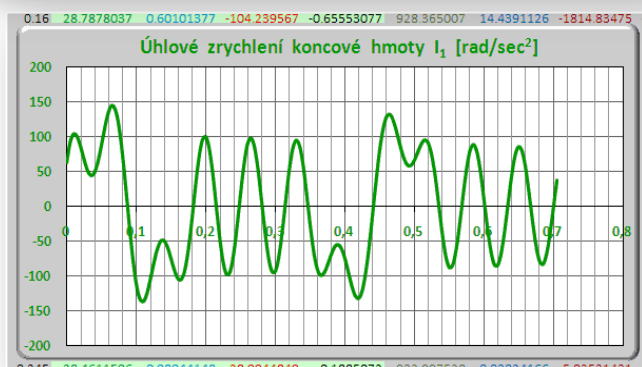
Úhlové zrychlení setrvačníku (zeleně), filtrováno od 11 do 18 [Hz] (červeně) [rad/s²] při 80 [ot/min]
jako fce vnitřního úhlu řídicího systému
(maximum 155, minimum -156.6, maximum filtrované 105.3, minimum filtrované -105.7 [rad/s²], měření 6949)



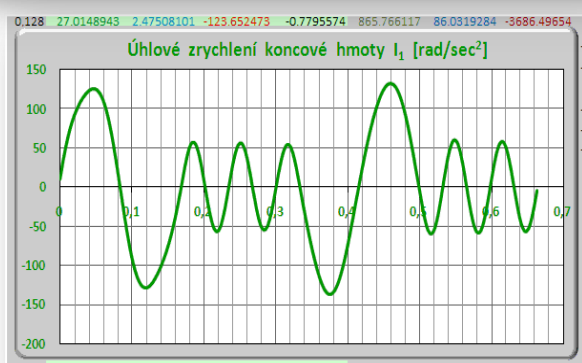
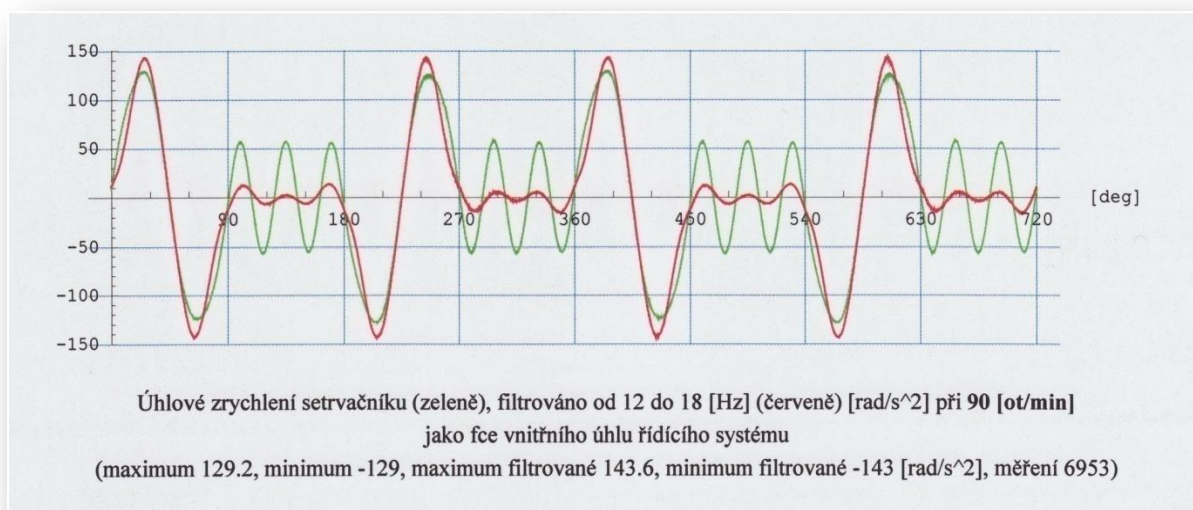
Obr.1.17 80 [1/min]



Úhlové zrychlení setrvačníku (zeleně), filtrováno od 13 do 17 [Hz] (červeně) [rad/s²] při 85 [ot/min]
jako fce vnitřního úhlu řídicího systému
(maximum 147.5, minimum -149.7, maximum filtrované 129.8, minimum filtrované -130.7 [rad/s²], měření 6952)



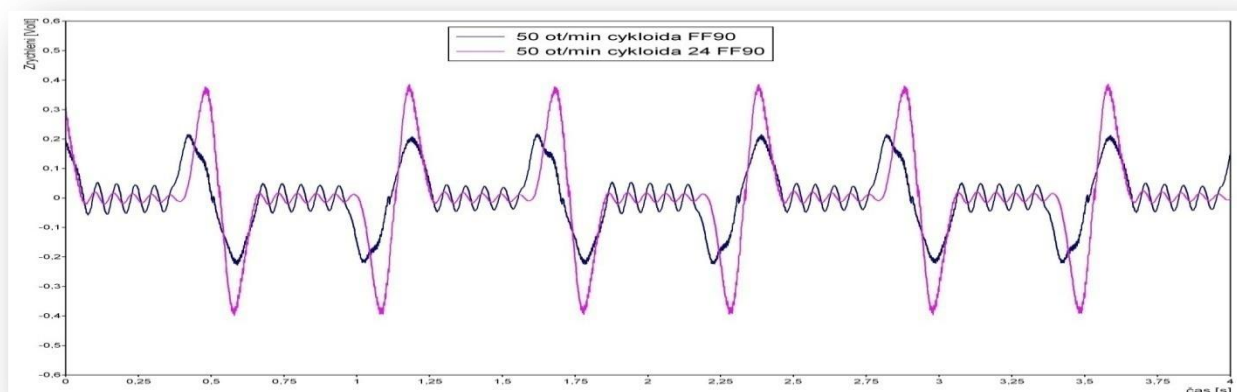
Obr.1.18 85 [1/min]



Obr.I.19 90 [1/min]

Porovnáním nefiltrovaných naměřených hodnot (zelená) obou váčkových systémů je zřejmé, že elektronická váčka generuje budící pohybovou funkci velice přesně. Je to způsobeno principiální neexistencí vůlí a poddajností v hnací části mechanismu, kde je podle obr.4.6 realizována budící funkce v elektronice systému. V této konfiguraci standu se rovněž výrazně neprojevuje nastavení regulace (první poddajnost za proměnným převodem), neboť použitá převodovka SPINEA má vysoký převodový poměr do pomalu $i = 33$.

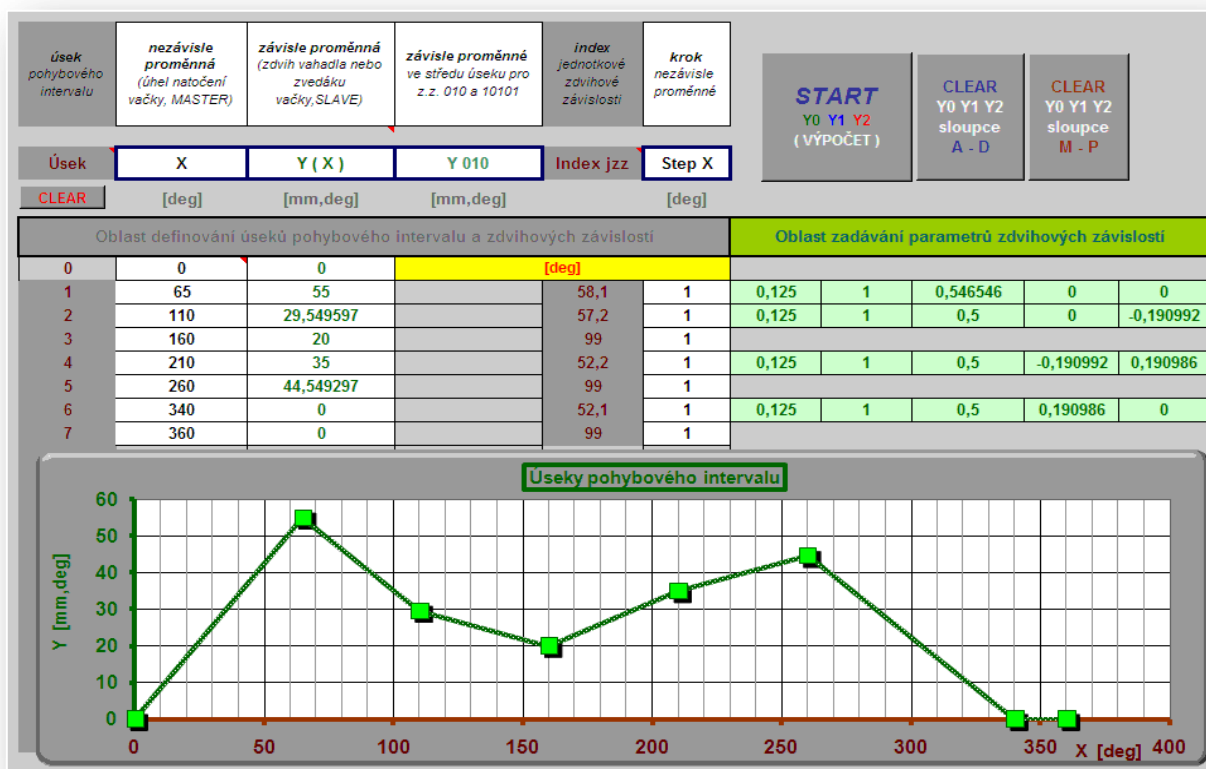
Pro ilustraci jsou na obr.I.20 naměřené a nefiltrované záznamy cykloidální pohybové funkce pro 50 cyklů/min. Modrá křivka je cykloida s nespojitou 3. derivací, červená křivka je cykloida se spojitou 3. derivací. Kvalita generované pohybové funkce elektronickou váčkou (proti klasické váčce) prostřednictvím odezvy poddajného systému je zřejmá.



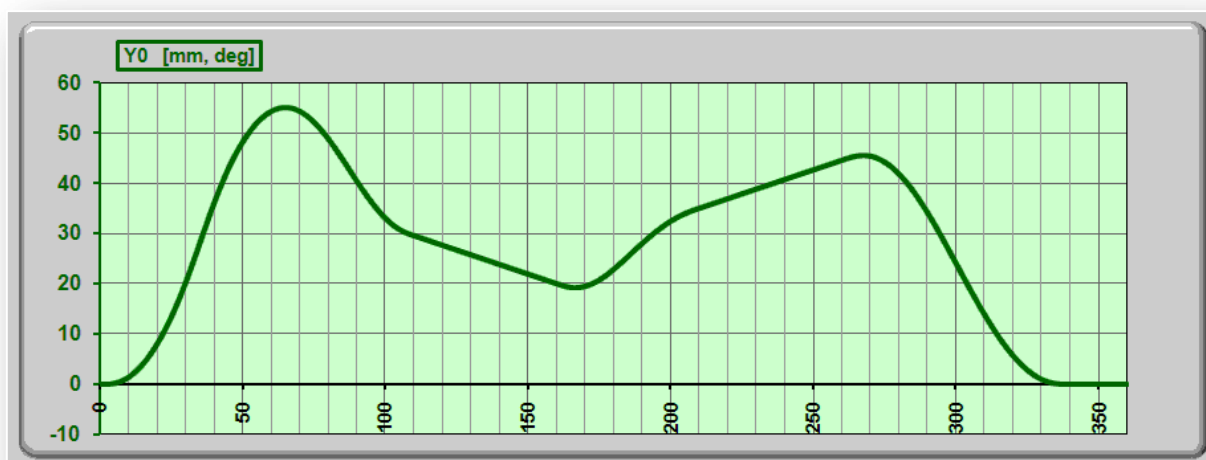
Obr.I.20 Odezva poddajného systému elektronické váčky na cykloidální z.z

Dodatek II ... Výsledky numerického řešení modelu 0-II-1.1 s regulací PI

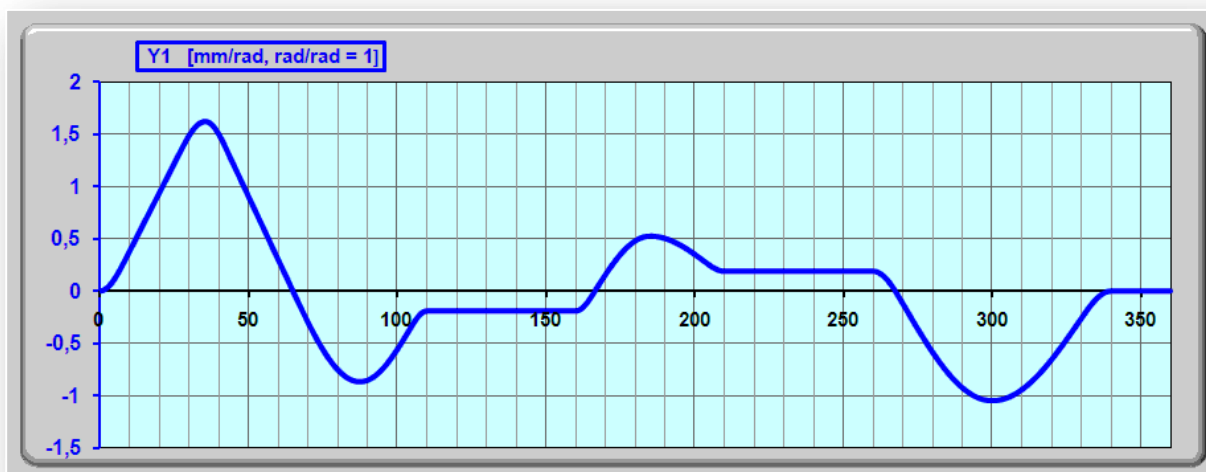
V tomto dodatku bude podrobněji demonstrováno numerické řešení Lagrangeových rovnic s algoritmem regulátoru *PI* podle kapitoly 4 modelu **0-II-1.1** podle obr.4.6. Testovaná zdvihová závislost je podle [9]. Jde o dynamicky náročnou zdvihovou závislost a pro účely verifikace modelu velmi vhodnou. Pohybový interval s jednotlivými úseky a parametry dílčích pohybových úseků jsou na obr.II.1. Na konci tohoto dodatku jsou pak analogické výsledky modelu **0-II-1.0**.



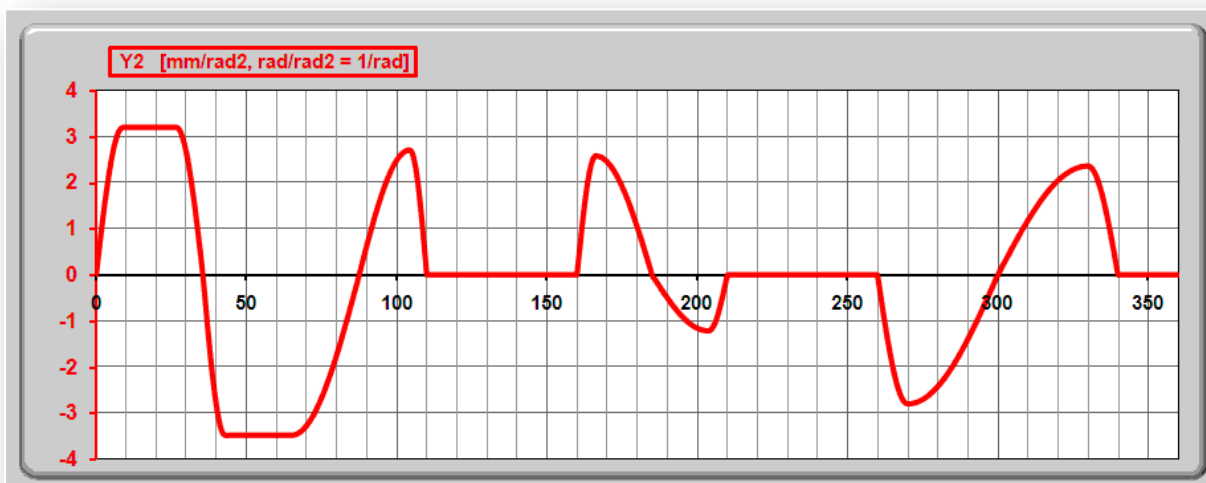
Obr.II.1 Pohybový interval zdvihové závislosti podle VDI 2143 [9]



Obr.II.2 0. derivace (zdvih) zdvihové závislosti podle VDI 2143 [9]



Obr.II.3 1. derivace zdvihové závislosti podle VDI 2143 [9]



Obr.II.4 2. derivace zdvihové závislosti podle VDI 2143 [9]

Jednotlivé derivace podle úhlu natočení, resp. polohy Masteru jsou na *obr.II.2 až II.4*. Zdvihová závislost nemá žádný klidový interval, má dva úseky s konstantní 1. derivací, resp. s konstantní rychlostí pohybové funkce, a dva úseky s konstantní hodnotou zrychlení. Zvláště na úsecích s konstantní hodnotou zrychlení se nejlépe demonstrovuje vliv *PI* regulace, protože při konstantní hodnotě zrychlení a působení pouze setrvačných sil je na hřídeli servomotoru vyvozen konstantní krouticí moment s polohovou odchylkou *PERR*, kterou se regulace *PI* snaží v čase minimalizovat.

Na *obr.II.6 až II.15* jsou řešení s následujícími parametry:

otáčky $n = 50$ [1/min],

poddajnost hřídele $c_1 = 980$ [N.m/rad],

tlumení $k_1 = 0,3$ [N.m.sec/rad],

moment setrvačnosti rotoru serva $I_m = 0,0046$ [kg.m²], servo *Yaskawa SGMGH-30D* (3kW)

(s redukováným momentem setrvačnosti reduktoru *SPINEA 170* s převodovým poměrem do pomala $p = 33$ je $I_m = 0,0046 + 0,0001156$ [kg.m²]),

moment setrvačnosti zátěže $I_1 = 0,10552 \text{ [kg.m}^2\text{]}$,
moment setrvačnosti zátěže $I_{11} = 0,00394 \text{ [kg.m}^2\text{]}$.

Měření proběhlo na dynamickém standu elektronické vačky podle *obr.II.5*



Obr.II.5 Měření na dynamickém standu elektronické vačky

Všechny výstupy numerického řešení na obrázcích mají stejný formát a to:

- (Obr.II.x.a) v levém sloupci jsou kinematické veličiny pracovní setrvačné hmoty I_1 ,
- (Obr.II.x.a) v prostředním sloupci jsou kinematické veličiny rotoru serva I_m s průběhem polohové odchylky *PERR*,
- (Obr.II.x.a) v pravém sloupci jsou momenty působící na jednotkový moment setrvačnosti rotoru servomotoru (dále specifikováno),
- (Obr.II.x.b) je porovnání výsledků měření, výstupů expertního systému *MSC.ADAMS/MS.EASY5* a popisu *Lagrangeovými rovnicemi*. Měření a výstupy software *MSC* jsou práce kolektivu *VVO Mechatronika Výzkumného ústavu textilních strojů v Liberci*.

Popis k jednotlivým variantám řešení:

Obr.II.6 a,b

Zavedený moment $Q3(t)$, působící na jednotkový moment setrvačnosti (*obr.4.6*) členu se souřadnicí q_3 , resp. β , je na grafu s nadpisem $Q3 = Q3_1 + Q3_3$. Moment $Q3_1$ představuje zátěž danou převodovkou *SPINEA*, kde modelovaný odporový moment je funkcí rychlosti. Moment $Q3_3$ je podle vztahu (4.36)

$$Q3_3 = Q3_3 + Q3_33, \quad \text{kde} \quad Q3_33 = k_{ii} * \Delta t * \dot{\beta}_2.$$

Obr.II.7 a,b

Stejně jako řešení na *obr.II.6*, ale není zde uvažován odporový moment převodovky *SPINEA*. Zde je patrné, že polohová odchylka v oblasti konstantní 2. derivace zdvihové závislosti, resp. konstantního zrychlení pohybové funkce, se stahuje k nule, což je předpokládaný účinek regulátoru PI podle vztahu (4.36)

Obr.II.8 a,b

Stejně jako řešení na *obr.II.6* s uvažováním odporového momentu převodovky *SPINEA*. Do momentu $Q_3 = Q_{3_1} + Q_{3_2} + Q_{3_3}$ je zahrnuta dopředná vazba jako moment Q_{3_2} , který v tomto případě reaguje právě na odporový moment převodovky a 2. derivaci zdvihové závislosti, resp. zrychlení pohybové funkce. Je tak simulována momentová dopředná vazba regulace, tzv. momentový *Feedforward* (*FFm*). Je proto silně potlačen vliv momentu Q_{3_3} za řádového snížení polohové odchylky *PERR*.

Obr.II.9

Stejně jako řešení na *obr.II.8* bez uvažováním odporového momentu převodovky *SPINEA*. Do momentu $Q_3 = Q_{3_2} + Q_{3_3}$ je zahrnuta dopředná vazba jako moment Q_{3_2} (*FFm*), podle 2. derivace zdvihové závislosti, resp. zrychlení pohybové funkce. Porovnání výsledků s měřeními a výstupů z *MSC.ADAMS/EASY5* je stejné jako na *obr.II.8b*.

Obr.II.10 a,b

Zavedený moment $Q_3(t)$, působící na jednotkový moment setrvačnosti (*obr.4.6*) členu se souřadnicí q_3 , resp. β , je na grafu s nadpisem $Q_3 = Q_{3_1} + Q_{3_3}$. Moment Q_{3_1} představuje zátěž danou převodovkou *SPINEA*, kde modelovaný odporový moment je funkcí rychlosti. Moment Q_{3_3} je podle vztahu (4.37)

$$Q_{3_3} = Q_{3_3} + Q_{3_33}, \quad \text{kde } Q_{3_33} = k_{ii} * \Delta t * (z_1 * \omega - \beta_2).$$

Regulovaný rozdíl rychlostí má proporcionalní vliv na polohovou odchylku *PERR*, která má charakter průběhu momentu Q_{3_3} .

Obr.II.11 a,b,c,d

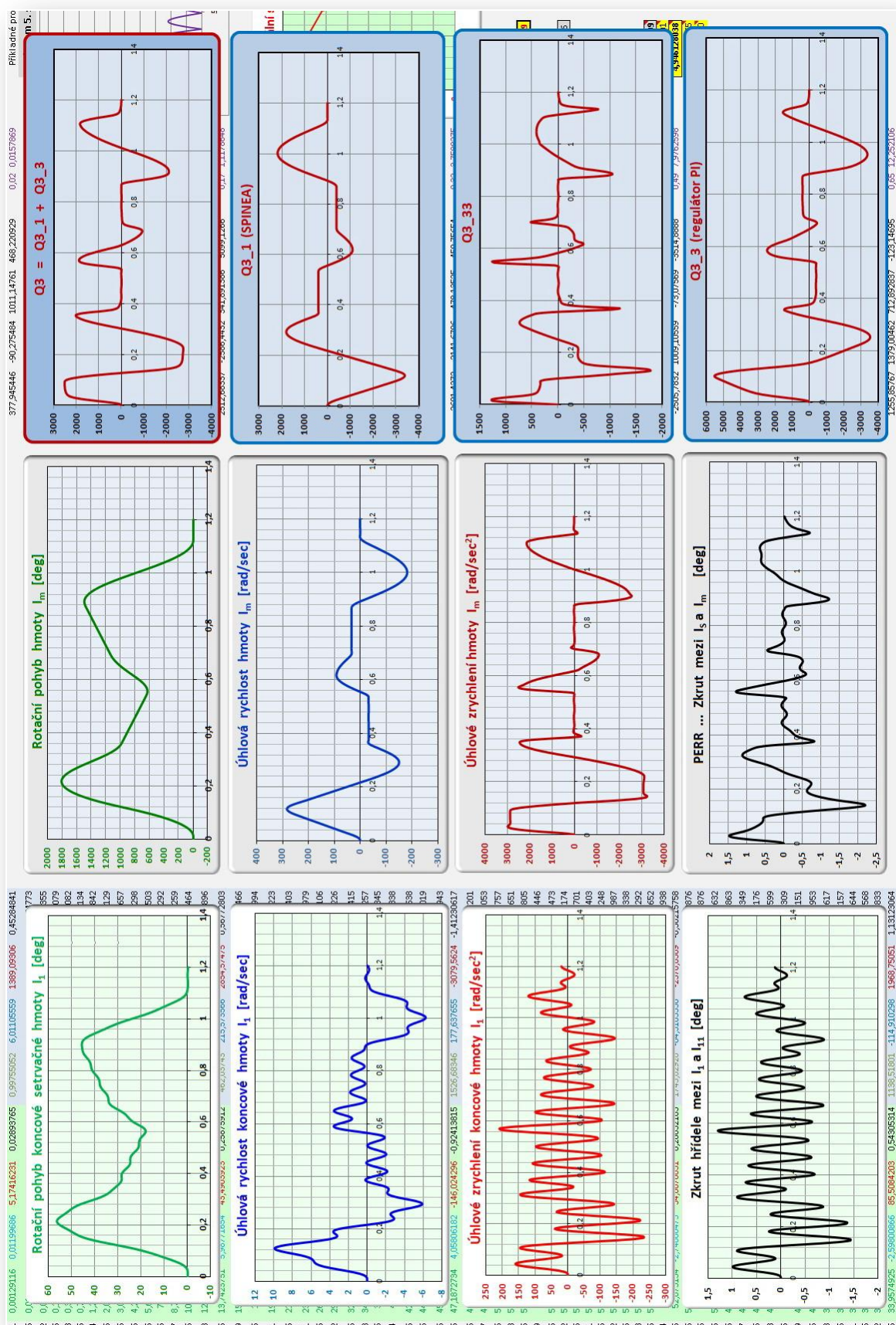
Stejně jako řešení na *obr.II.10* bez uvažování odporového momentu převodovky *SPINEA*. Regulovaný rozdíl rychlostí má proporcionalní vliv na polohovou odchylku *PERR*, která má charakter průběhu momentu Q_{3_3} . Na obrázcích *obr.II.11c,d* je pak samostatně znázorněn průběh rozdílu požadované a skutečné rychlosti pro regulaci P a PI, resp. pro $k_{ii} = 0$ a $k_{ii} > 0$.

Obr.II.12 až 15

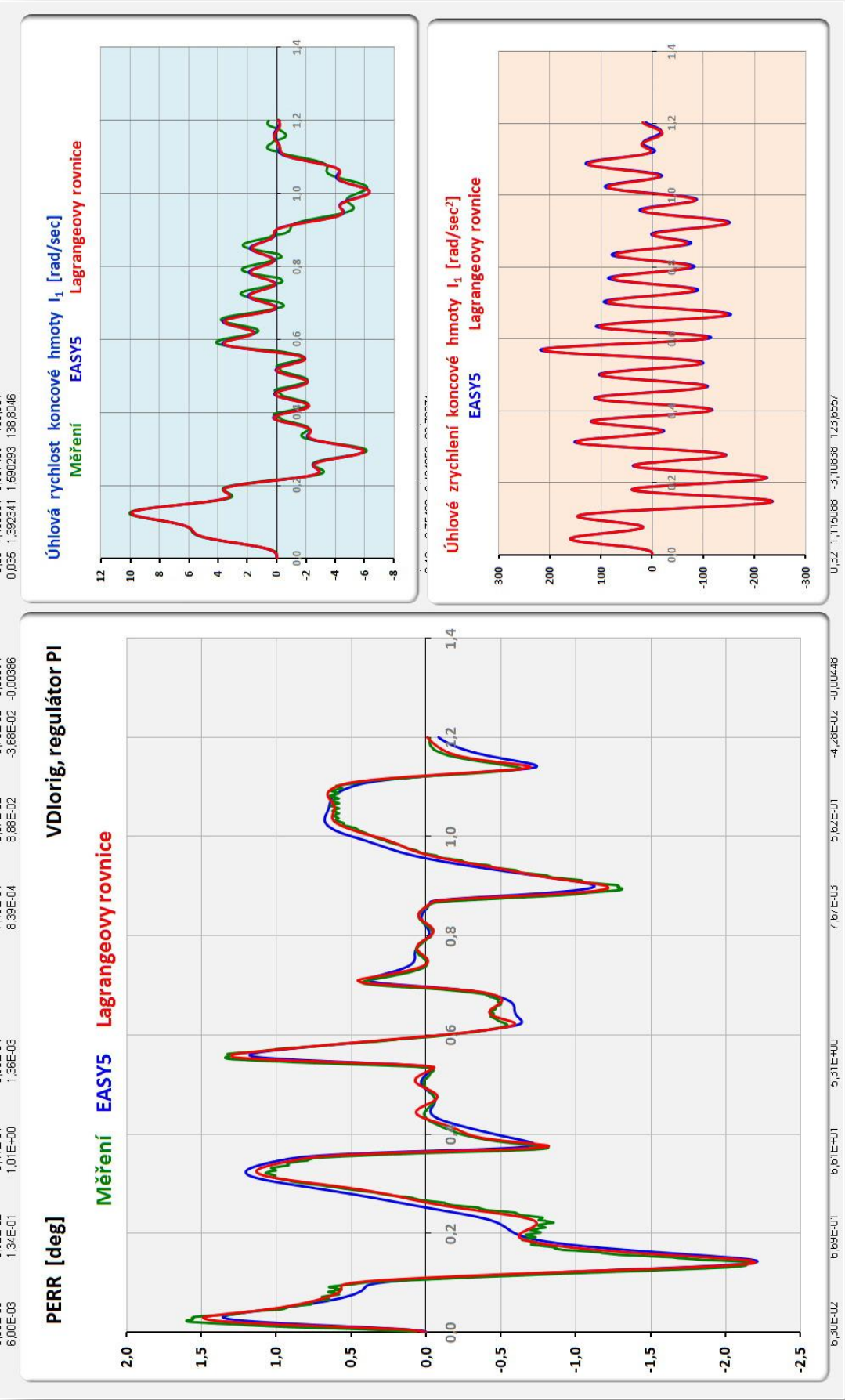
Ukázka činnosti regulátoru (numerického řešení) podle vztahu (4.36)

$$Q_{3_3} = Q_{3_3} + Q_{3_33}, \quad \text{kde } Q_{3_33} = k_{ii} * \Delta t * \dot{\beta}_2.$$

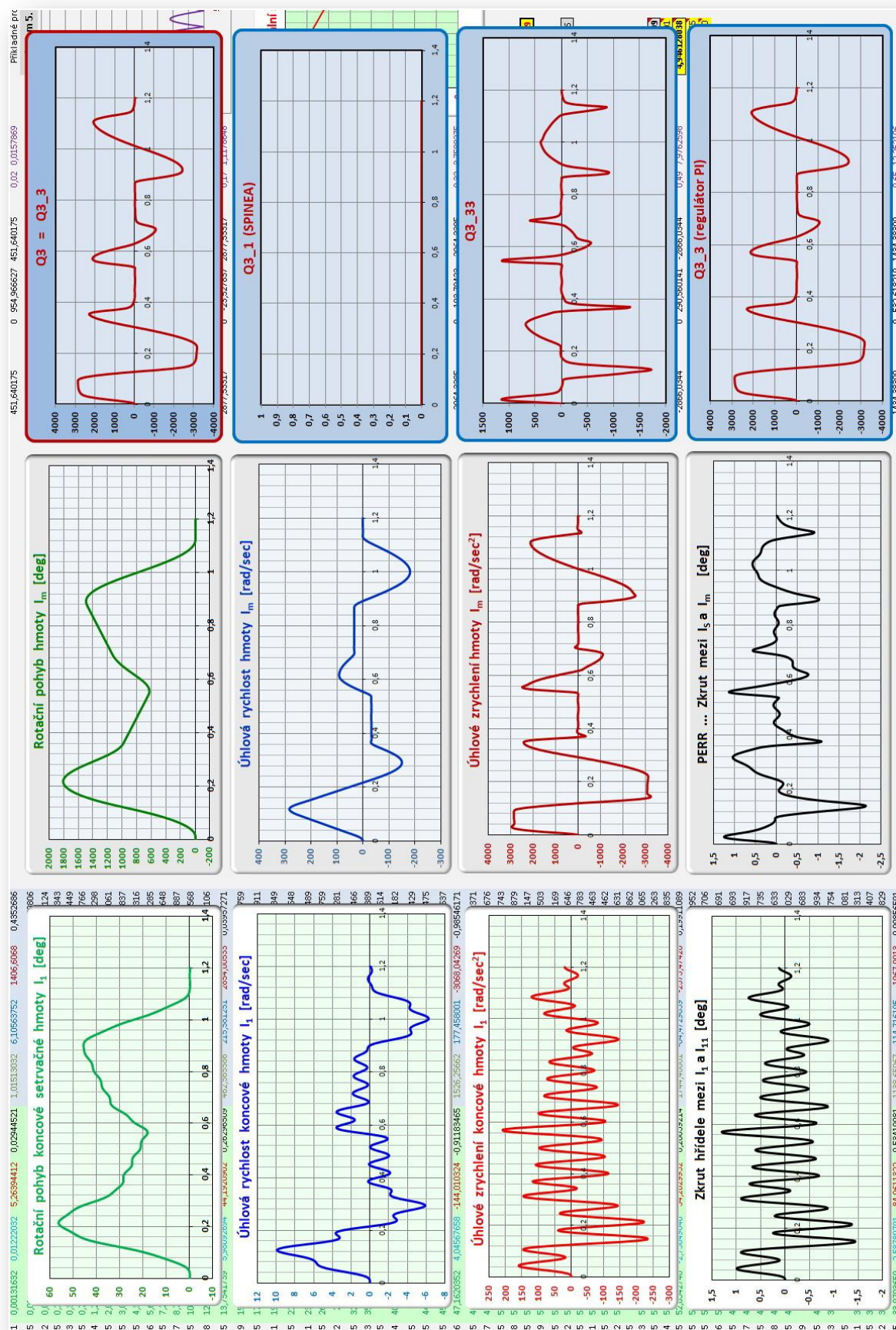
na základě konstanty k_{ii} pro neperiodickou (krokovou) parabolickou zdvihovou závislost. Pro $k_{ii} = 0$ se jedná o regulaci P a pro $k_{ii} > 0$ jde o regulaci PI. Souvislost mezi momentem Q_3 a polohovou odchylkou *PERR* je zřejmá.



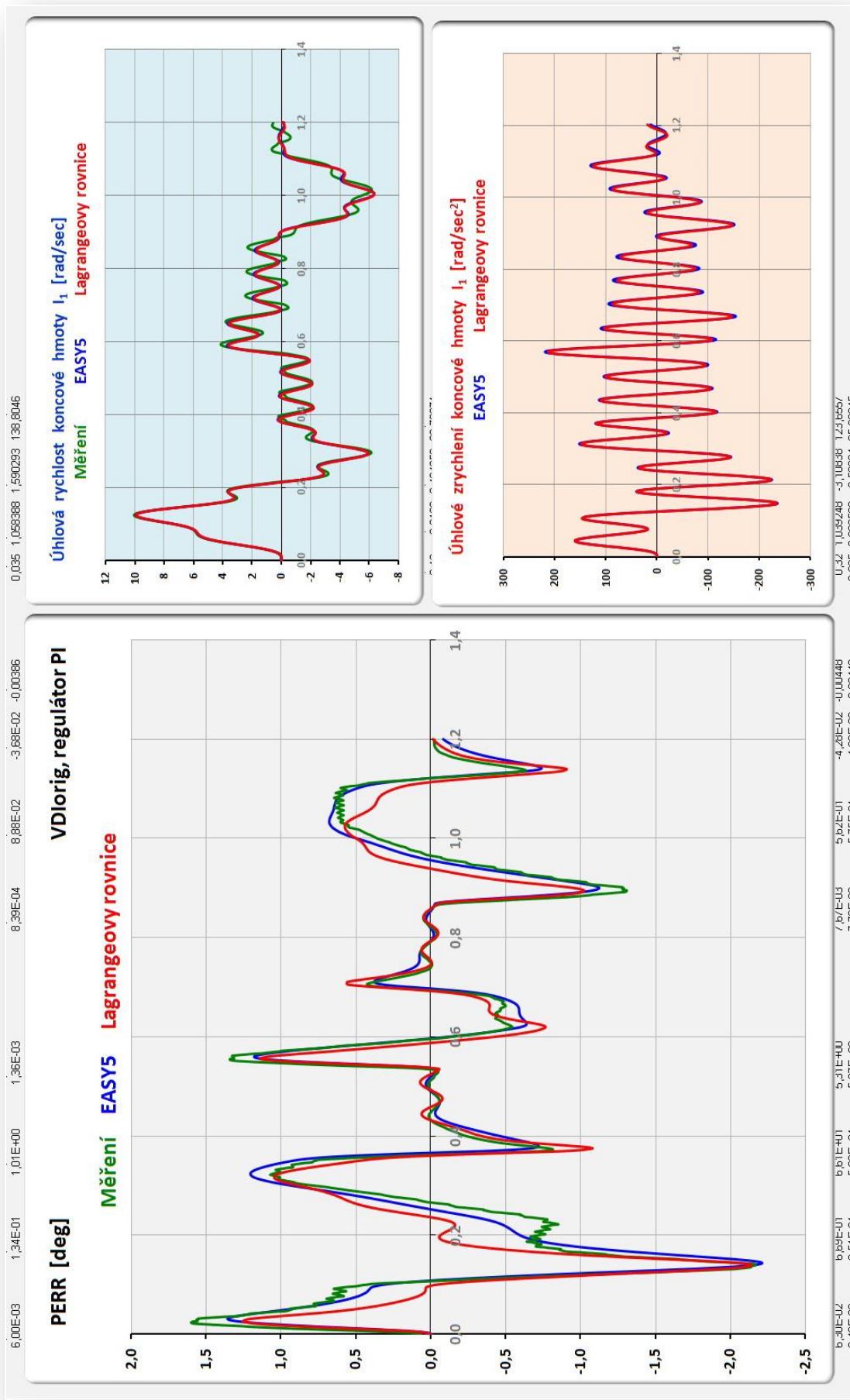
Obr.II.6a Periodická zdvihová závislost podle VDI 2143



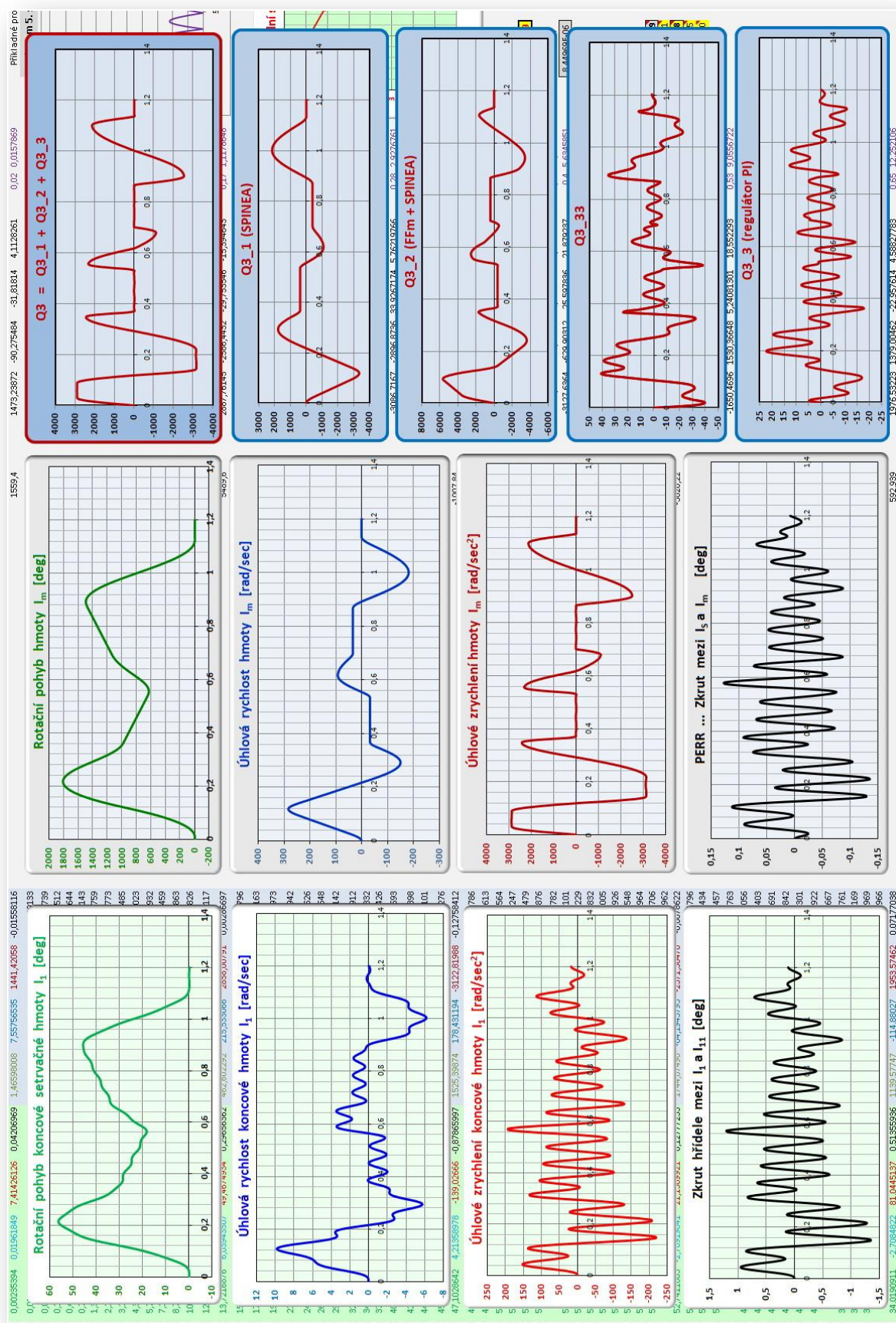
Obr.II.6b Polohová odchylka PERR



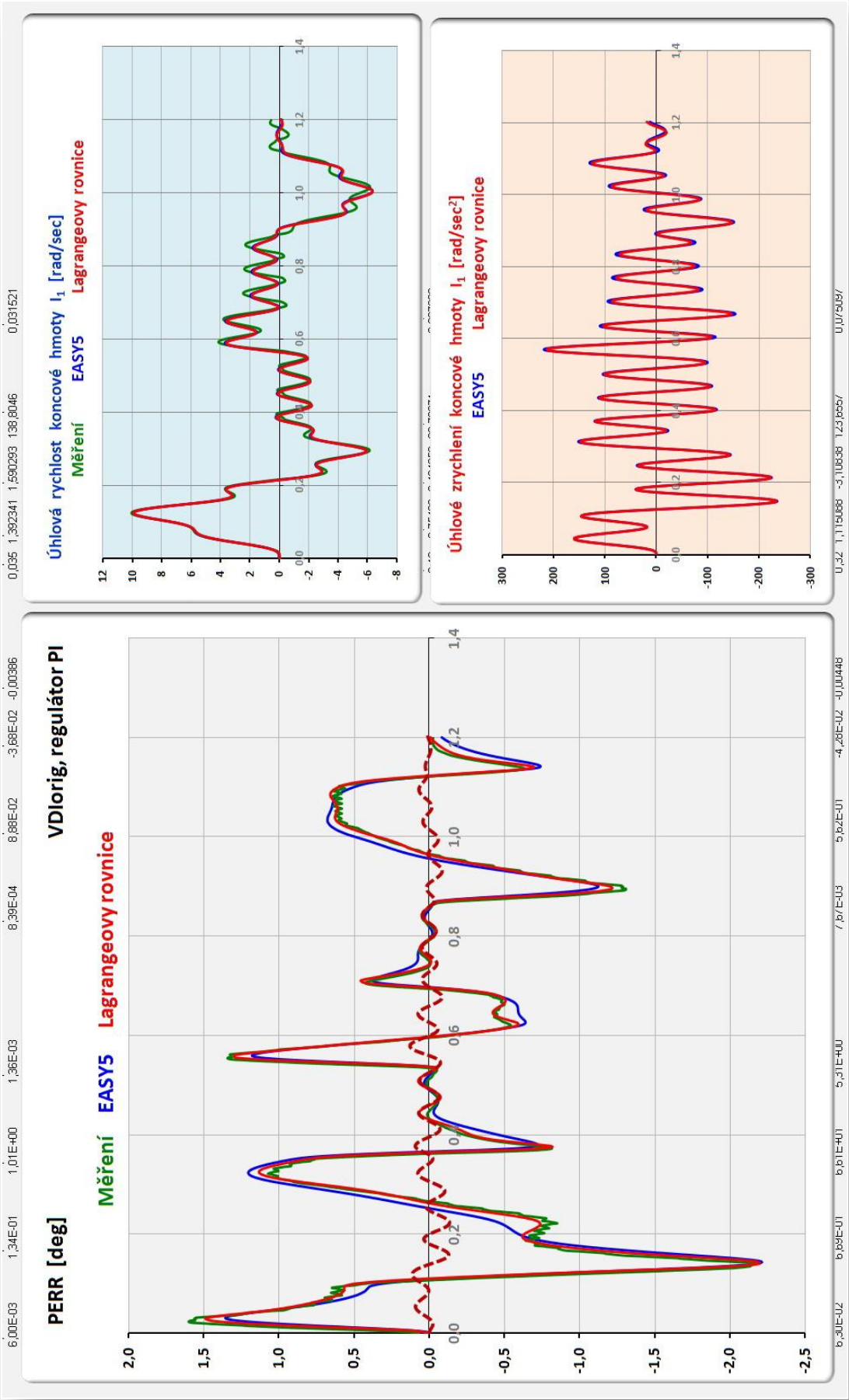
Obr.II.7a Periodická zdvihová závislost podle VDI 2143



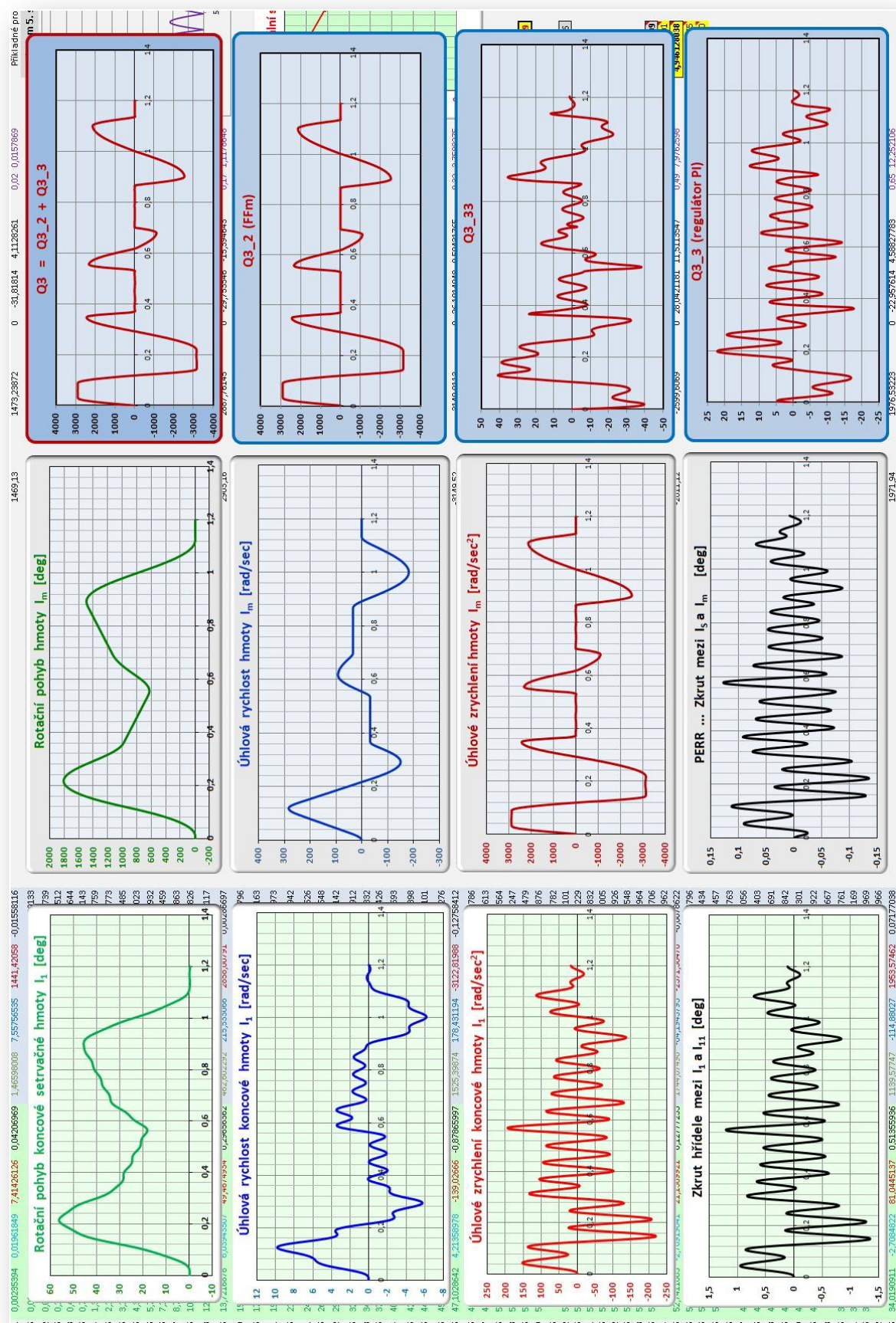
Obr.II.7b Polohová odchylka PERR



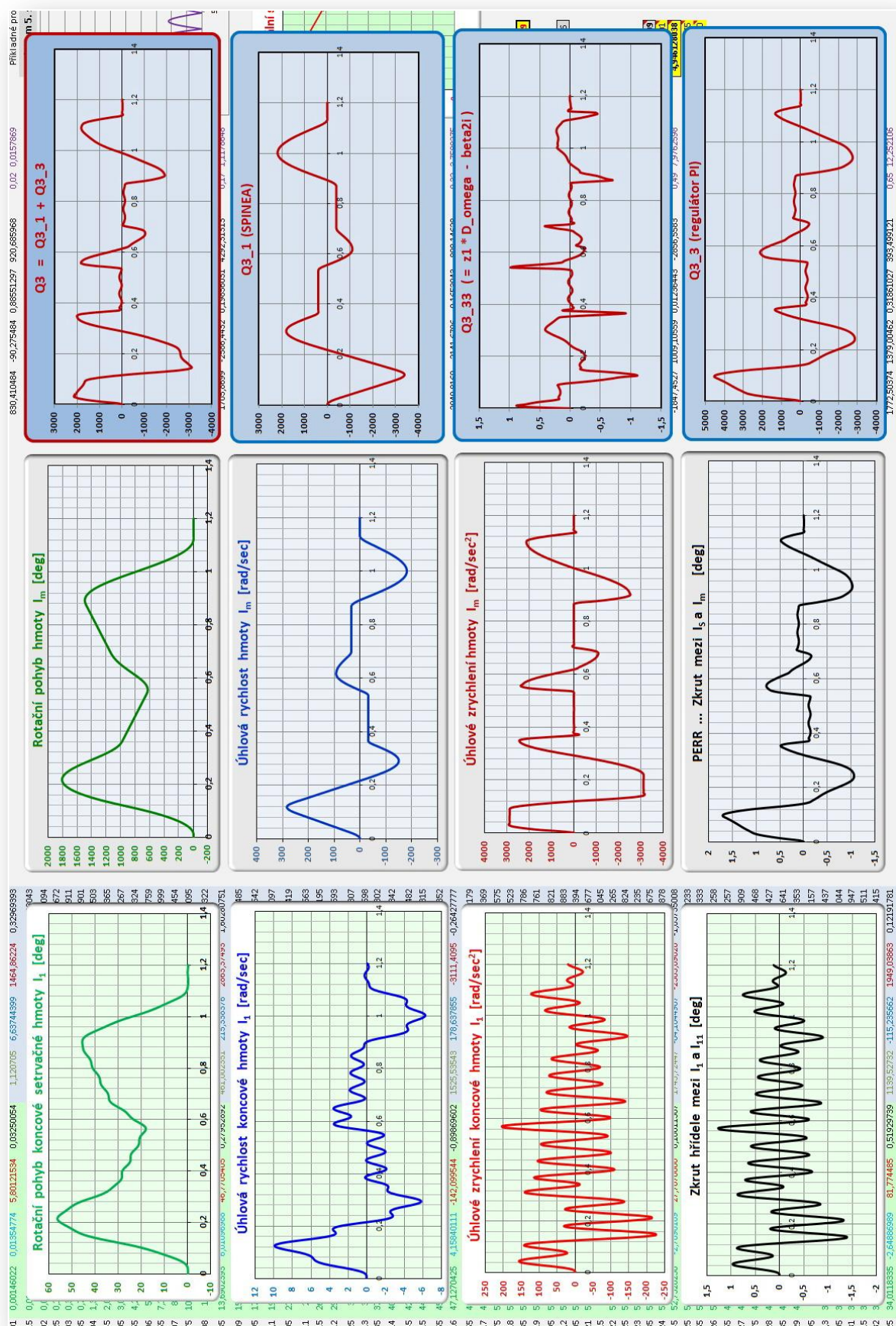
Obr.II.8a Periodická zdvihová závislost podle VDI 2143



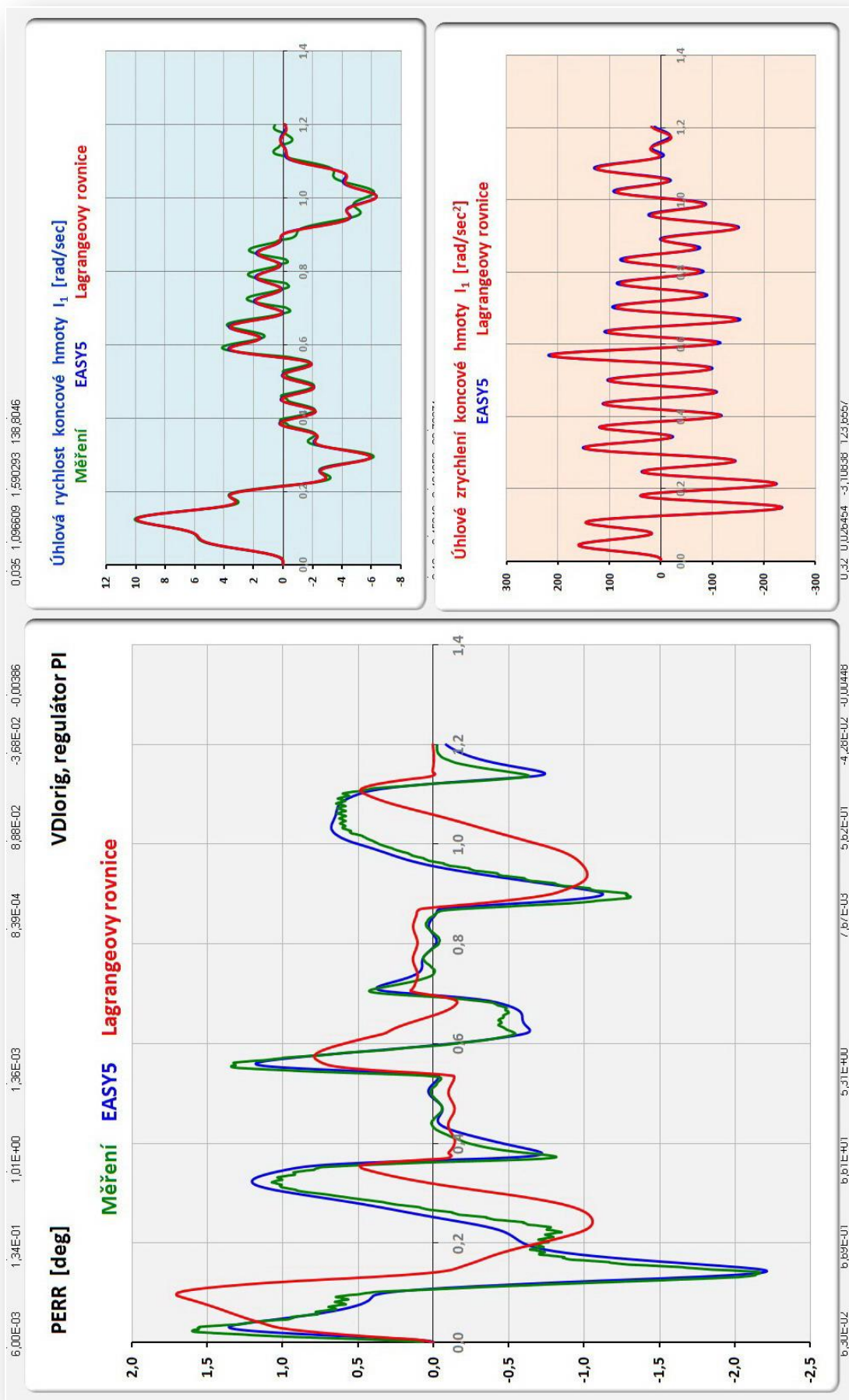
Obr.II.8b Polohová odchylka PERR



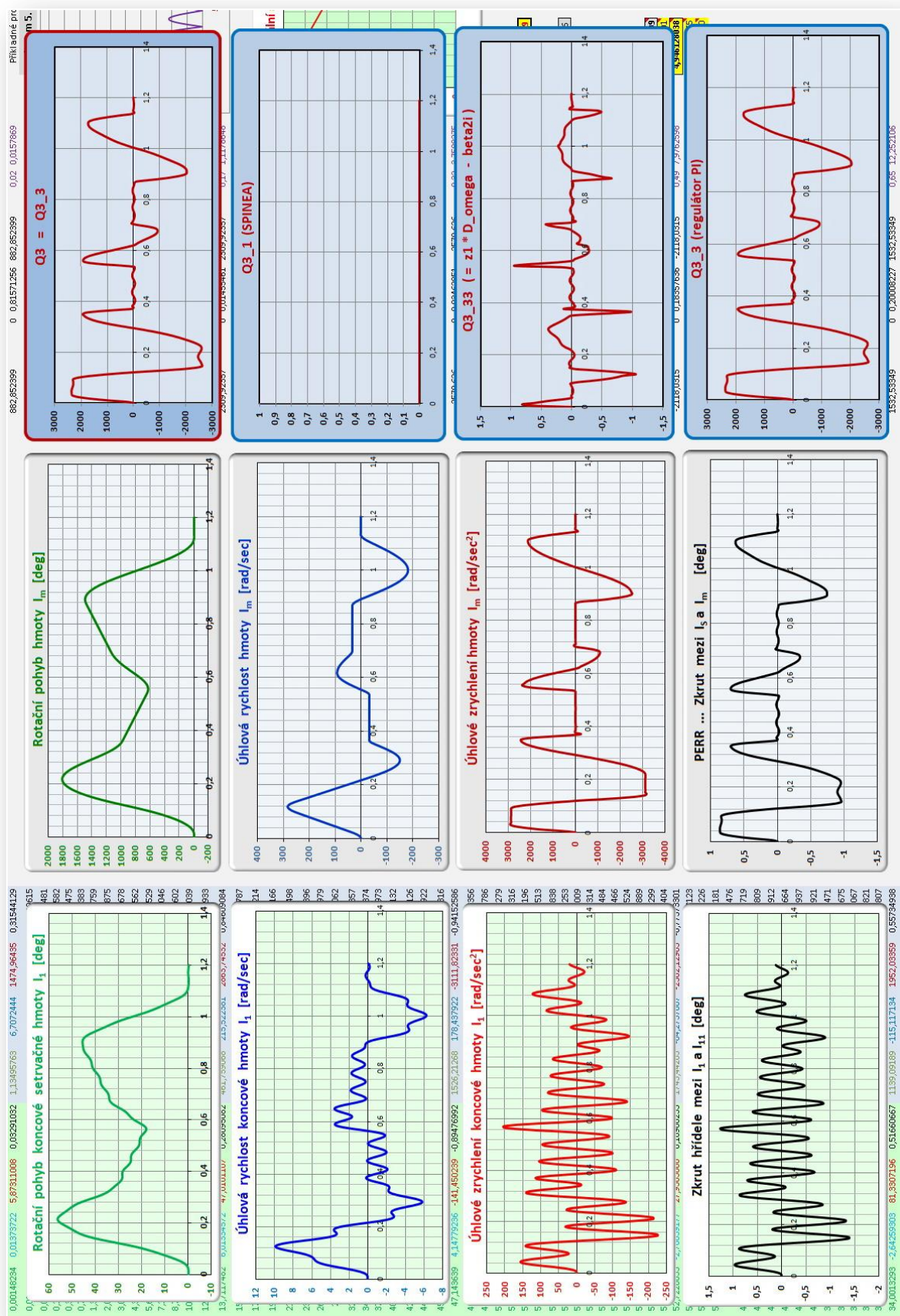
Obr.II.9 Periodická zdvihová závislost podle VDI 2143



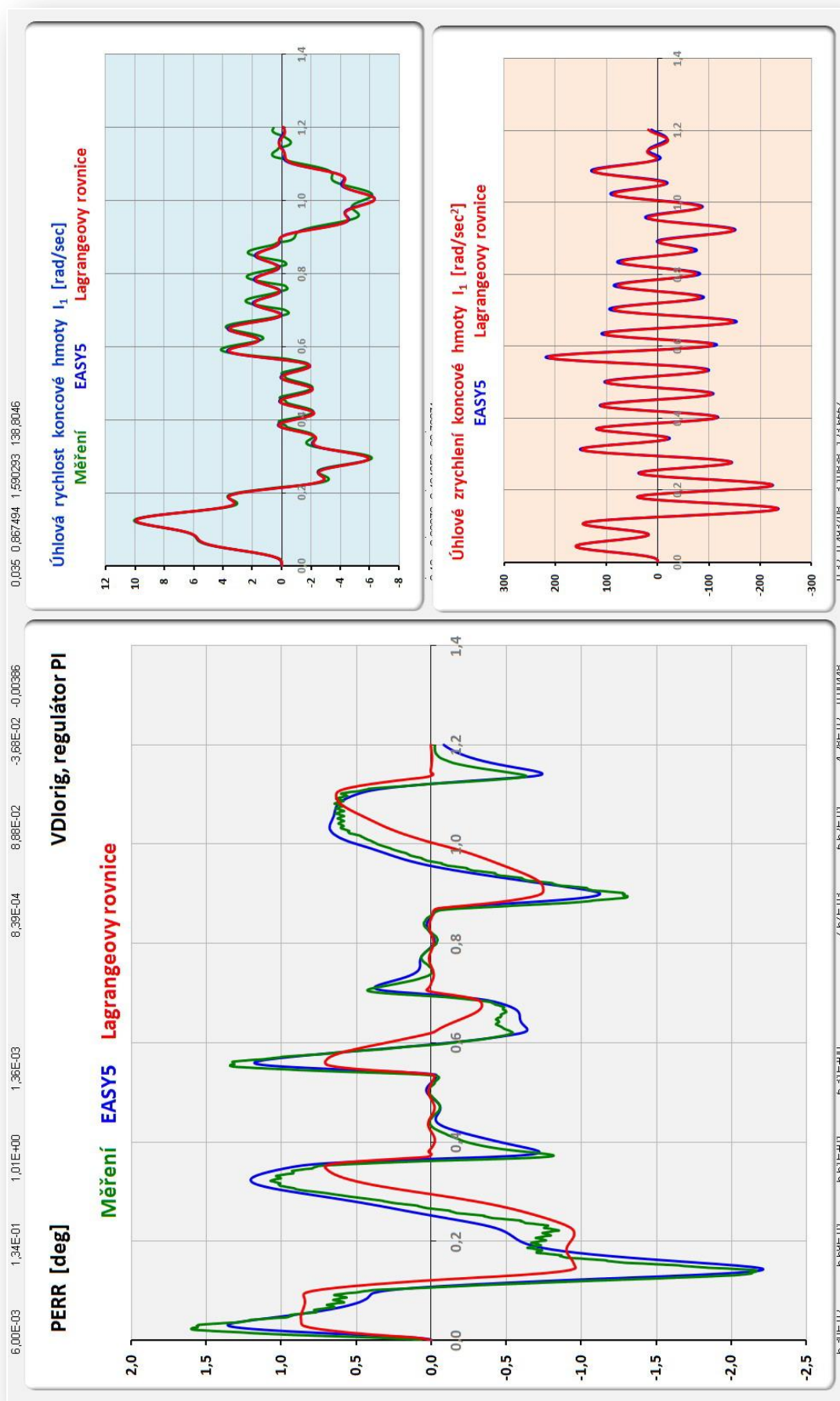
Obr.II.10a Periodická zdvihová závislost podle VDI 2143



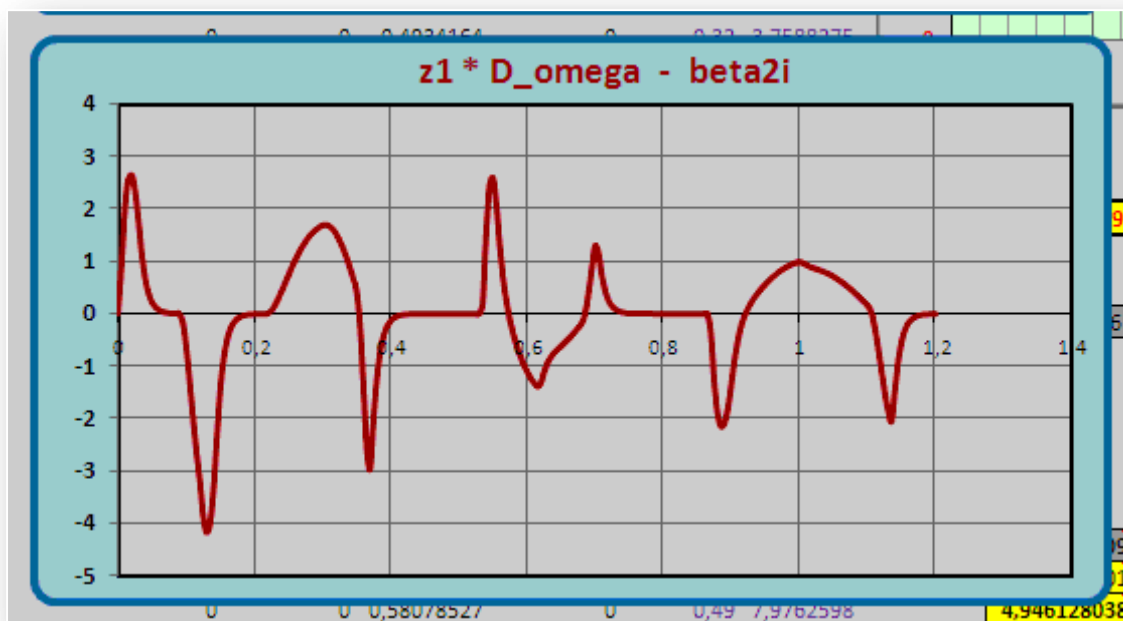
Obr.II.10b Polohová odchylka PERR



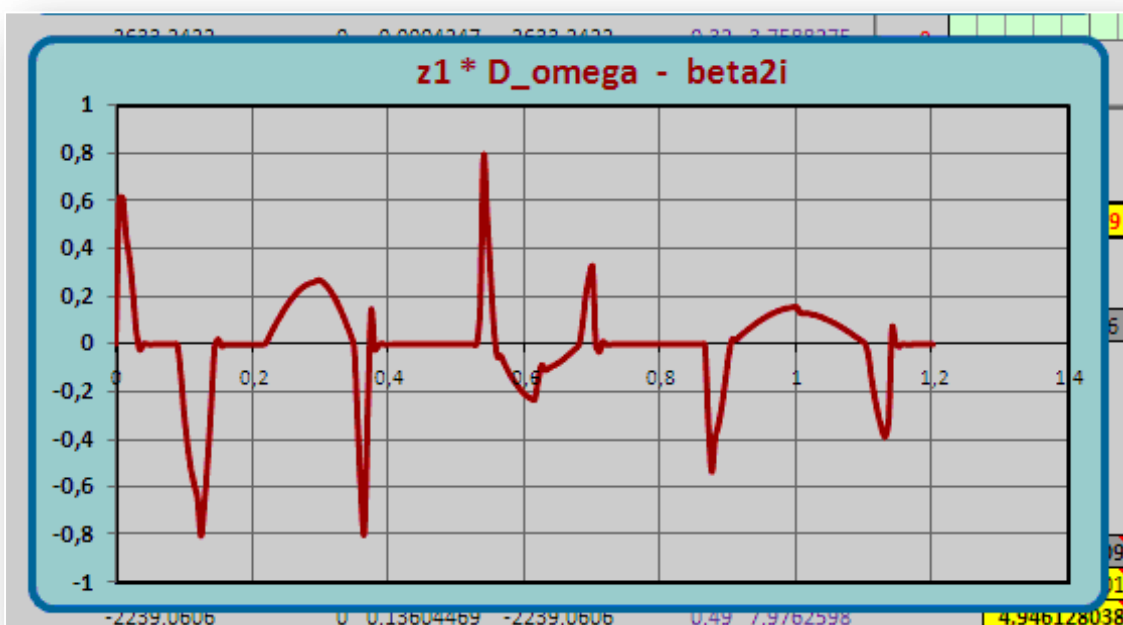
Obr.II.11a Periodická zdvihová závislost podle VDI 2143



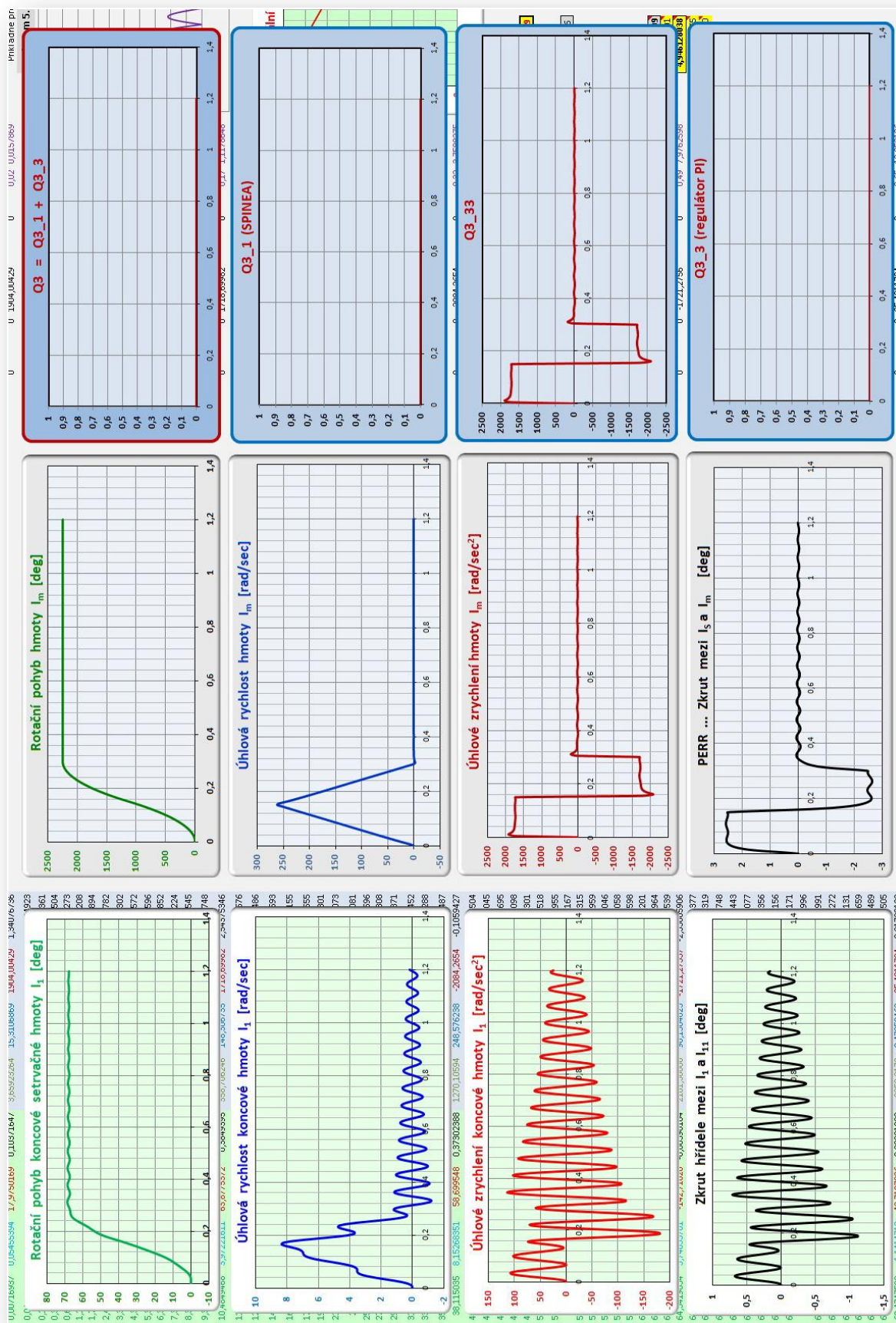
Obr.II.11b Polohová odchylka PERR



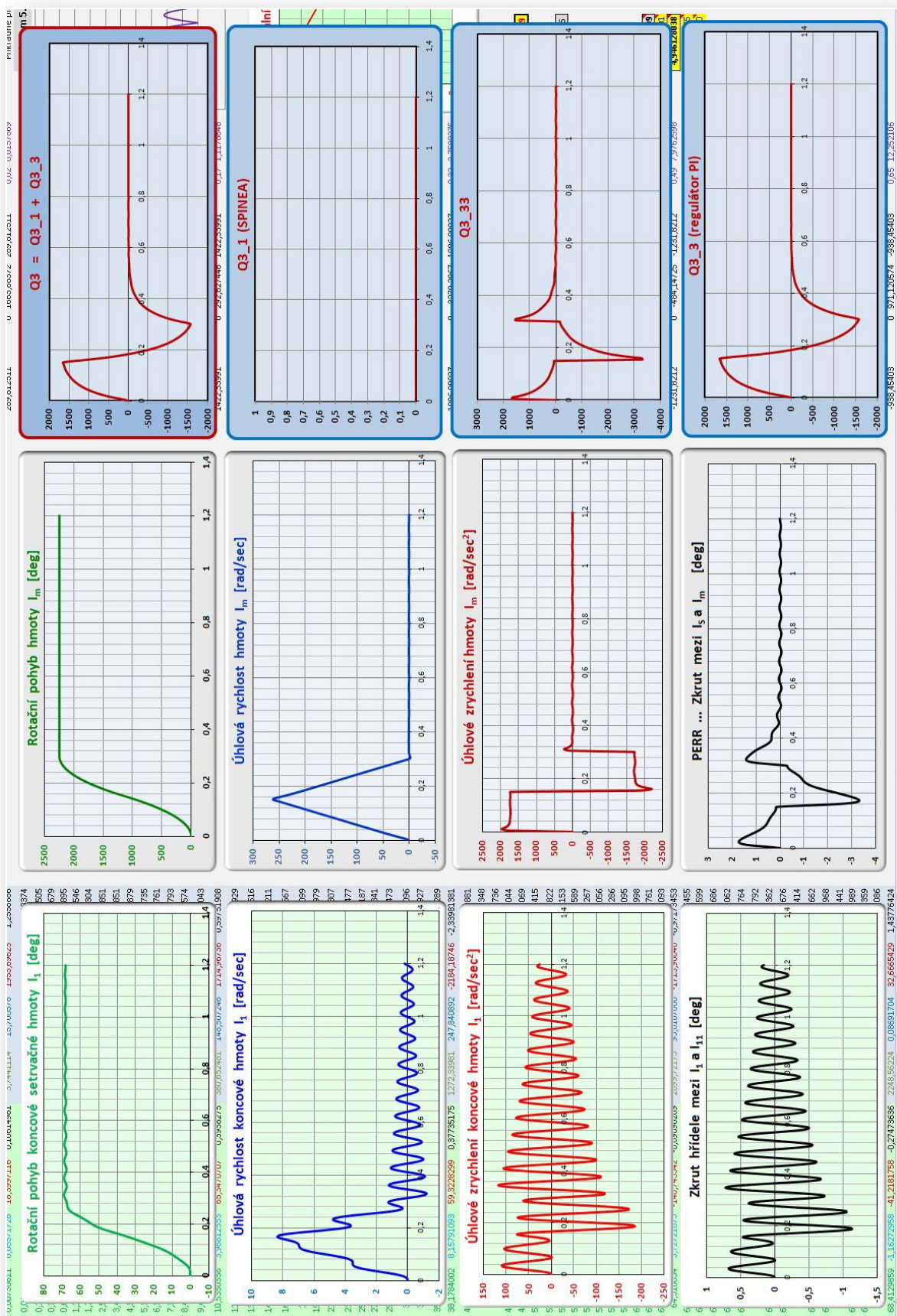
Obr.II.11c Rozdíl požadované a skutečné rychlosti (regulace P)



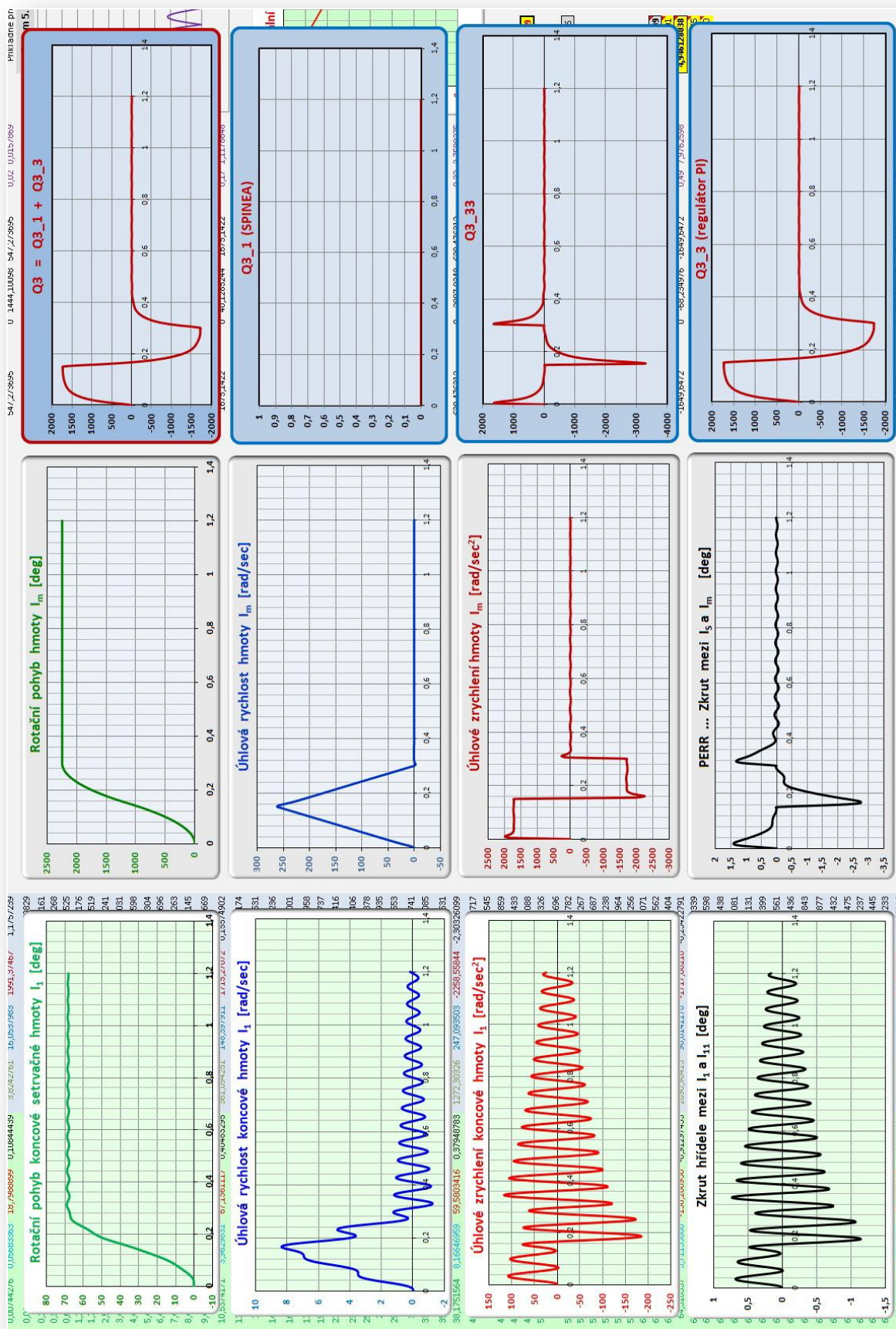
Obr.II.11d Rozdíl požadované a skutečné rychlosti (regulace PI)



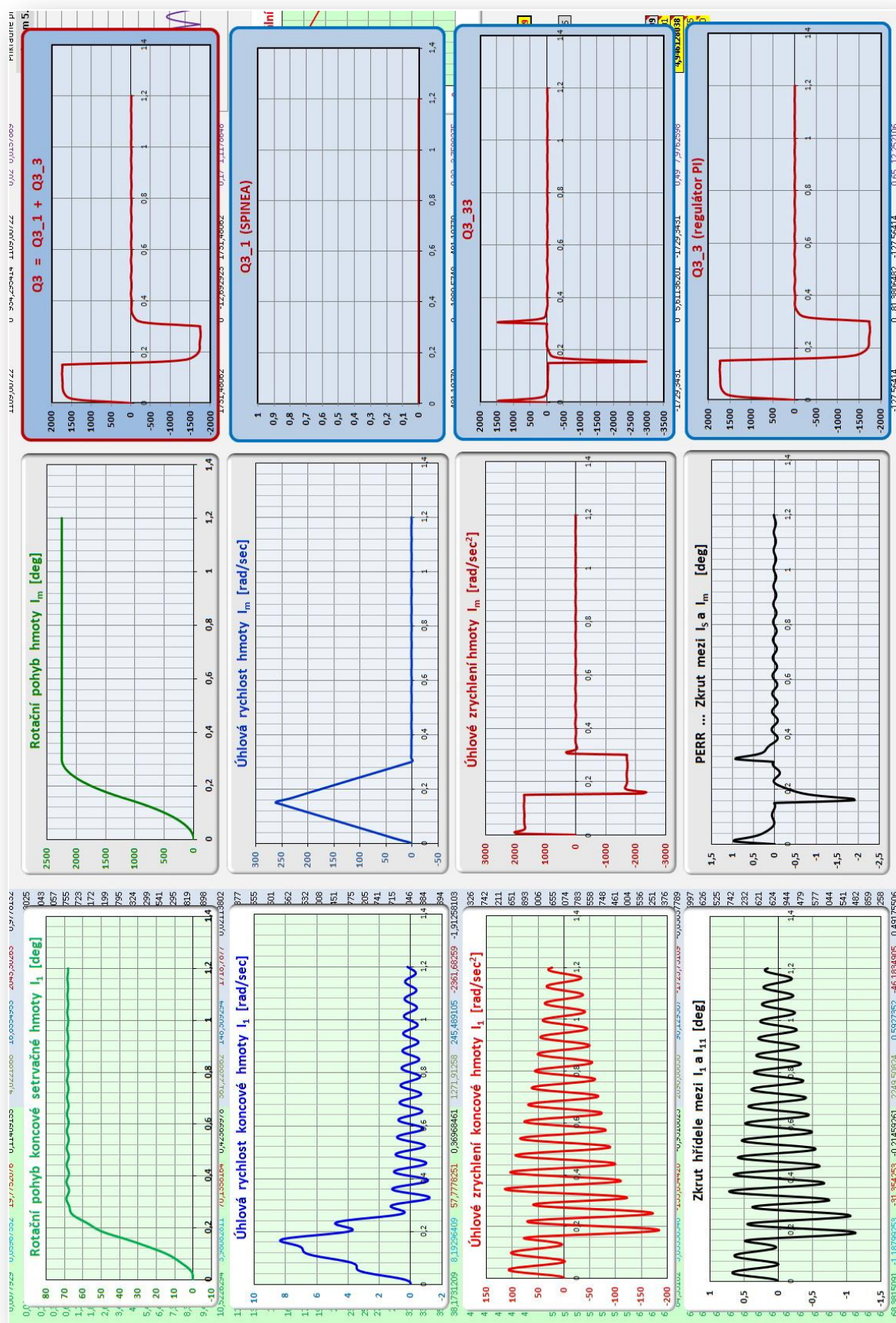
Obr.II.12 Parabolická neperiodická zdvihová závislost (regulace P)



Obr.II.13 Parabolická neperiodická zdvihová závislost (regulace PI)



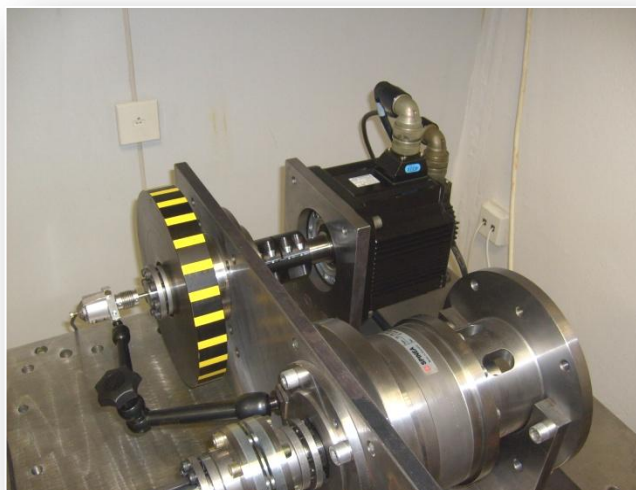
Obr.II.14 Parabolická neperiodická zdvihová závislost (regulace PI)



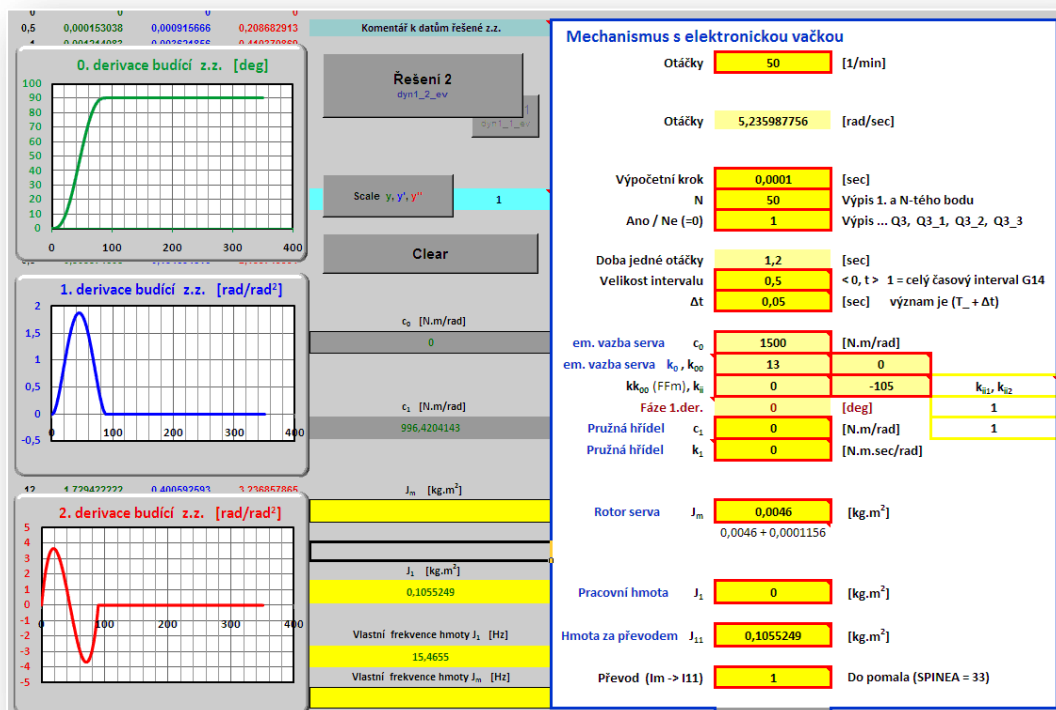
Obr.II.15 Parabolická neperiodická zdvihová závislost (regulace PI)

Řešení modelu 0-II-1.0

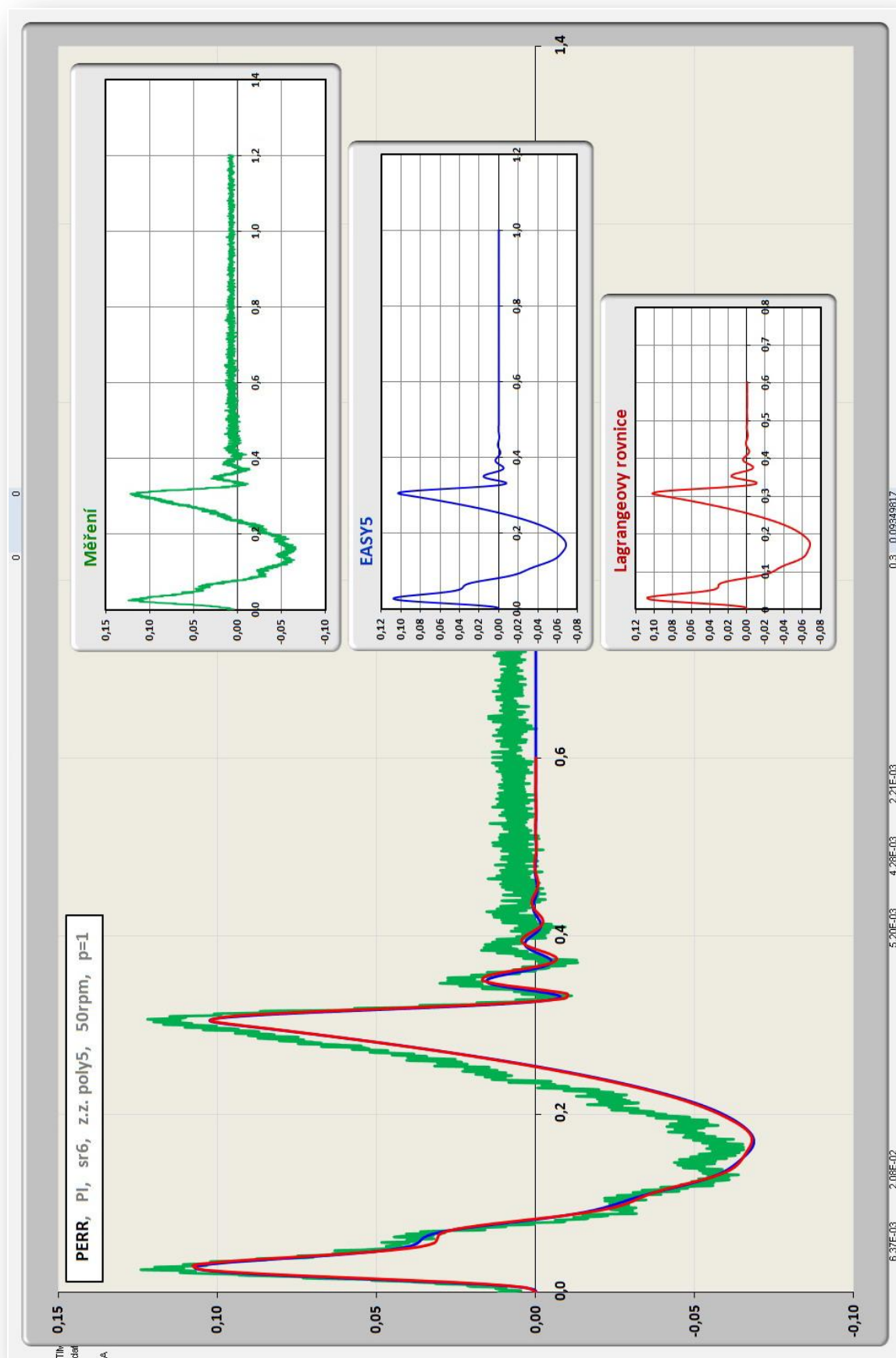
Tento model se realizuje zátěží přímo na hřídeli servomotoru podle *obr.II.16*. Použitý servomotor je podle *obr.3.2*. Vstupní parametry jsou na *obr.II.17* (vstupní z.z. je zde polynom 5.stupně). Numerické řešení je stejné jako na *obr.II.6a,b*, resp. podle vztahu (4.36). Na dalších obrázcích jsou výsledky polohové odchylky *PERR* pro zdvihovou závislost *polynomičnou*, *harmonickou* a *paraboličnou* v režimu regulace *PI*. Shoda výsledků zrychlení setrvačné hmoty není z důvodů rozsahu uvedena, parametr *PERR* je dostatečně průkazný a dokazuje shodu obou způsobů virtuální simulace s měřením.



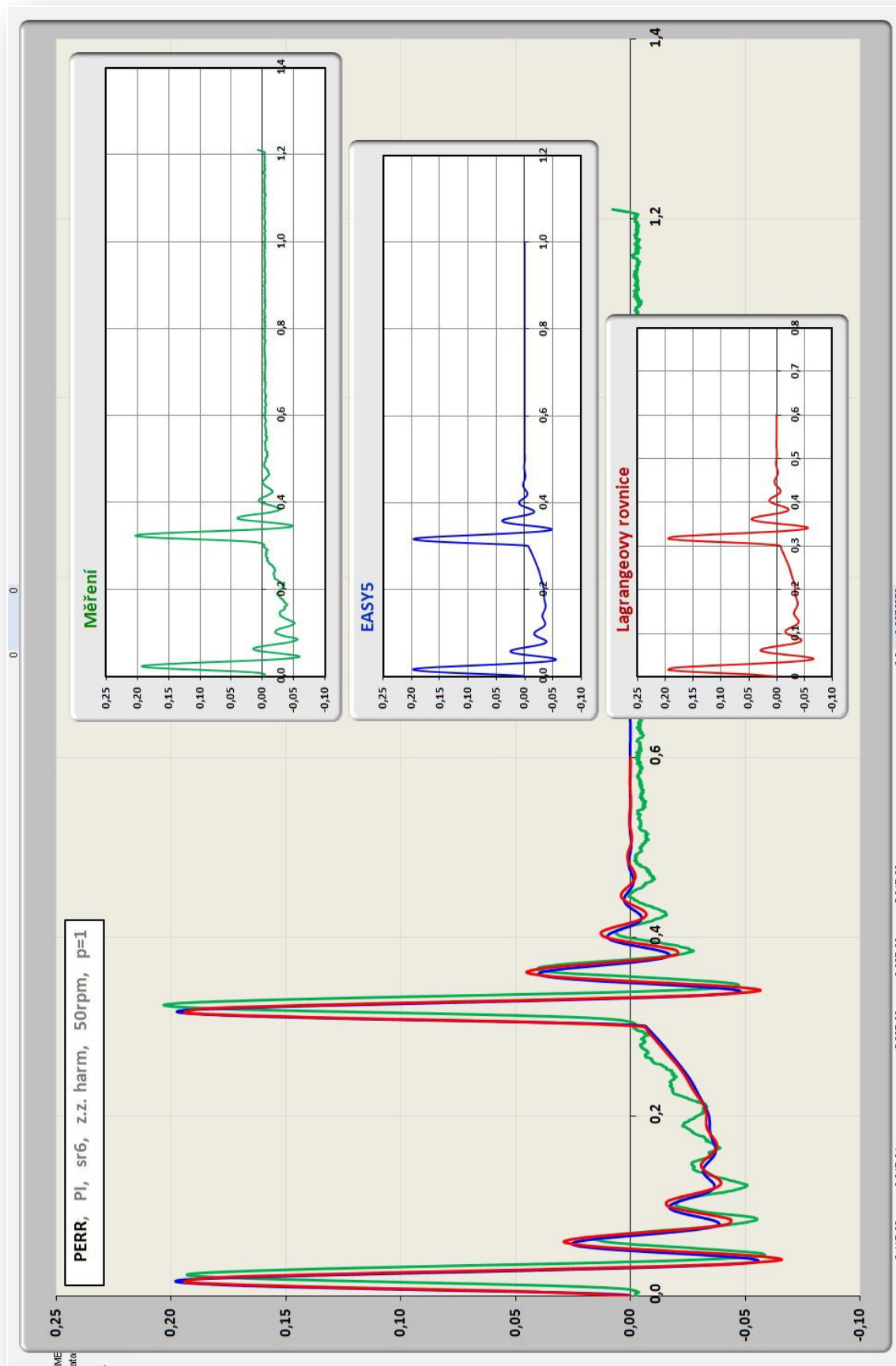
Obr.II.16 Dynamický stand v konfiguraci modelu 0-II-1.0



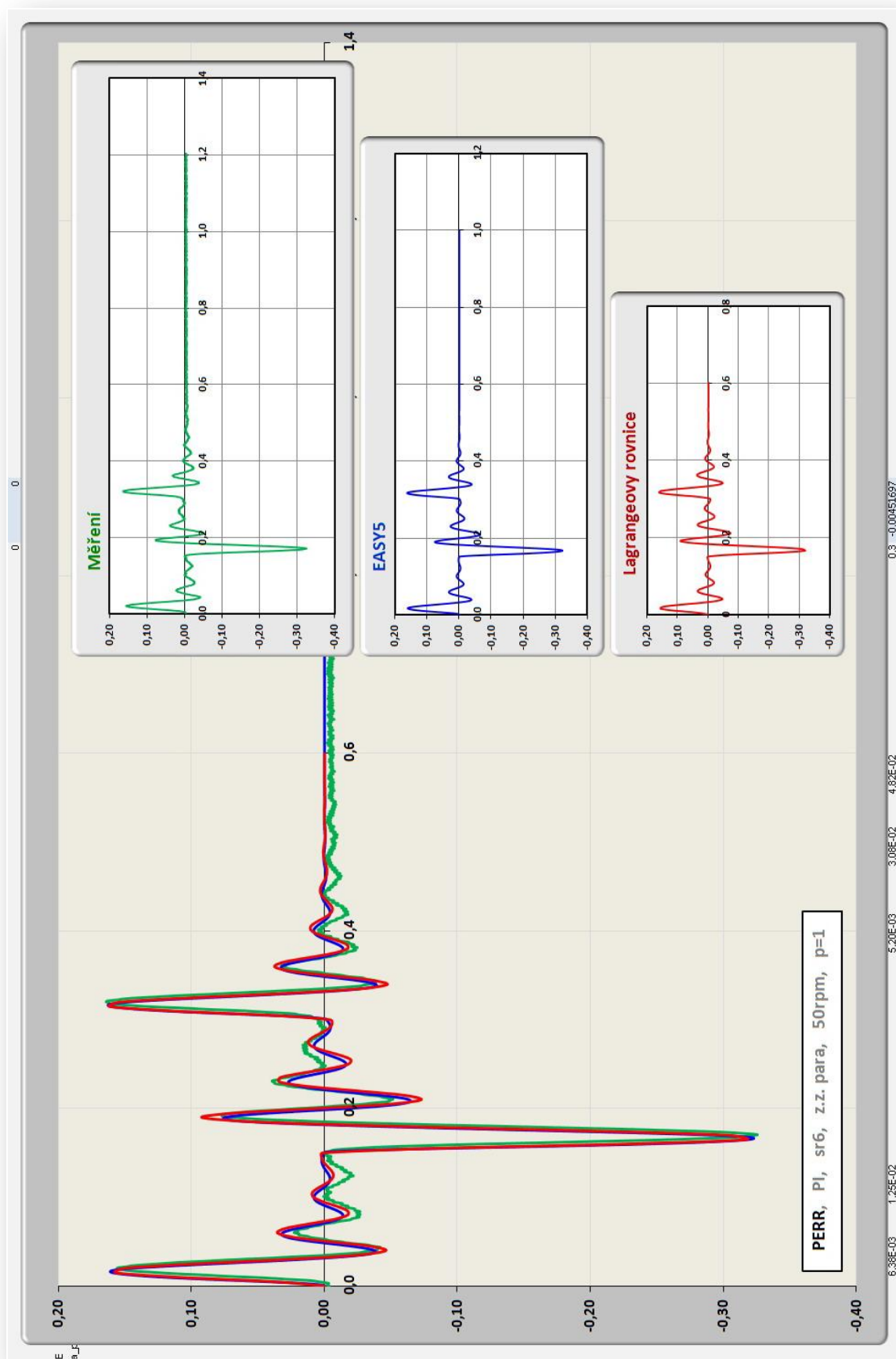
Obr.II.17 Vstupy numerického řešení modelu 0-II-1.0



Obr.II.18 Polohová odchylka PERR pro polynomickou pohybovou funkci



Obr.II.19 Polohová odchylka PERR pro harmonickou pohybovou funkci

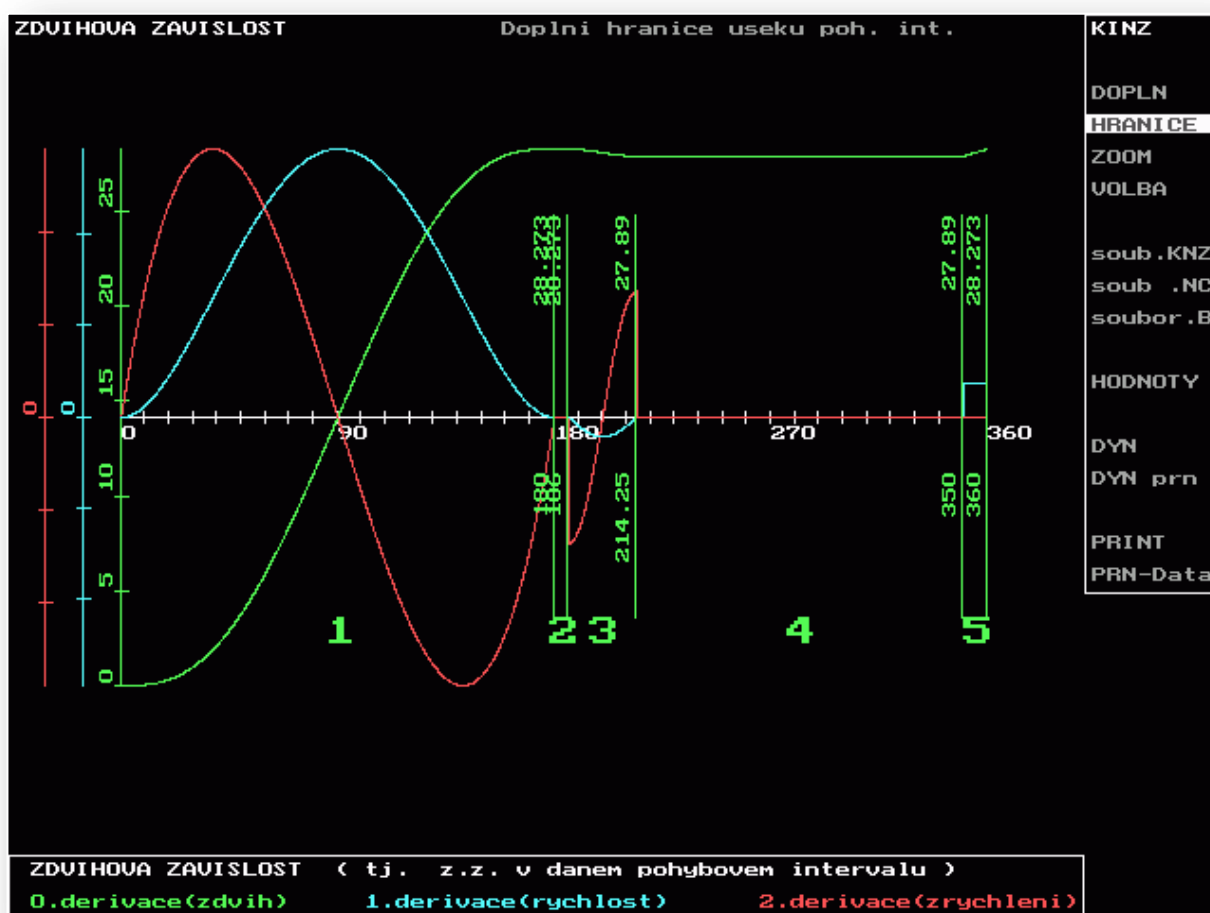


Obr.II.20 Polohová odchylka PERR pro parabolickou pohybovou funkci

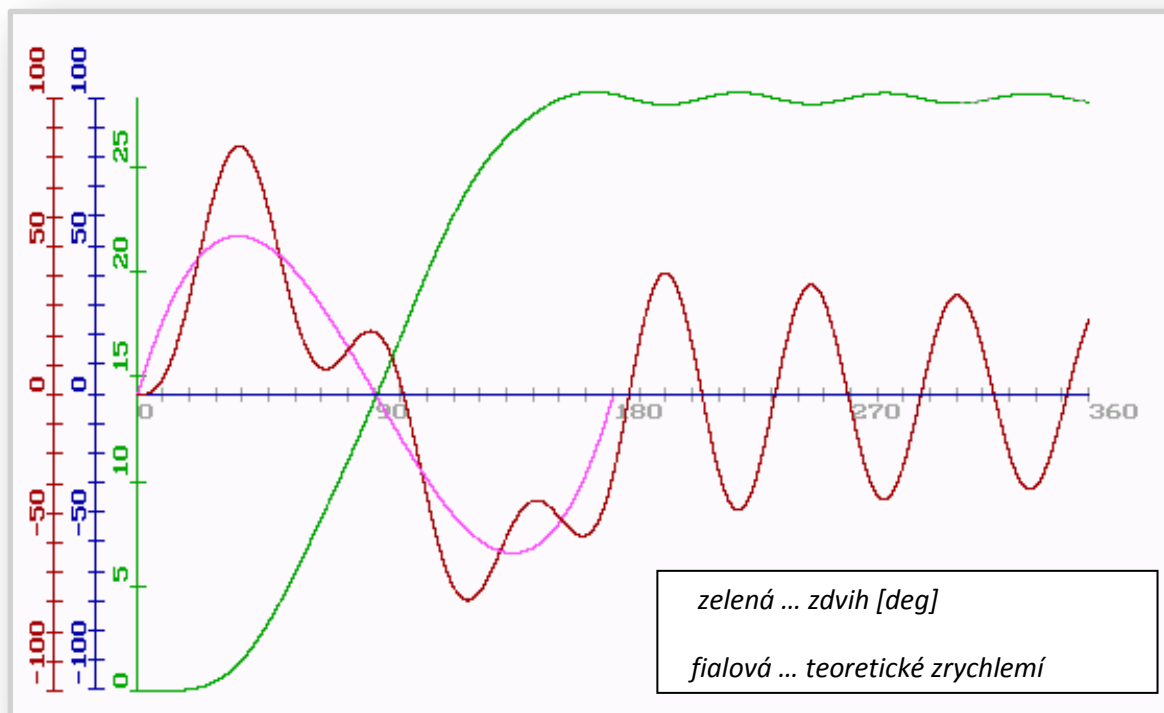
Dodatek III ... Metoda potlačení reziduálních kmitů superposicí s korekční funkcí

Náplní tohoto dodatku je metoda eliminace *reziduálních* kmitů používající superpozice korekční funkce s budící zdvihovou závislostí. Tato korekční funkce využívá skutečnosti, že poddajnost výstupní hřídele podle *obr.3.2* svými vlastními harmonickými kmitů o dané vlastní frekvenci je složena s nosnou zdvihovou závislost. Základní myšlenkou je tedy vytvoření takové korekční harmonické funkce, která se zrcadlově (v ose Y) složí se zvoleným harmonickým kmitem na konci zdvihu nebo na začátku klidového intervalu. Korekční harmonická funkce je parametricky naprogramovaná v oblasti PLC systému elektronické vačky *Yaskawa* tak, aby byla možná její *fázová* a *amplitudová* korekce při dané vlastní frekvenci poddajné hřídele se zátěží. Tato superposice dále spolehlivě reziduální kmitů minimalizuje v oblasti klidu pohybové funkce. Na základě dalších obrázků bude tato skutečnost srozumitelněji popsána. Nejdříve bude eliminace reziduálních kmitů modelována početně a dále budou prezentovány výsledky skutečnosti na standu podle *obr.3.2*.

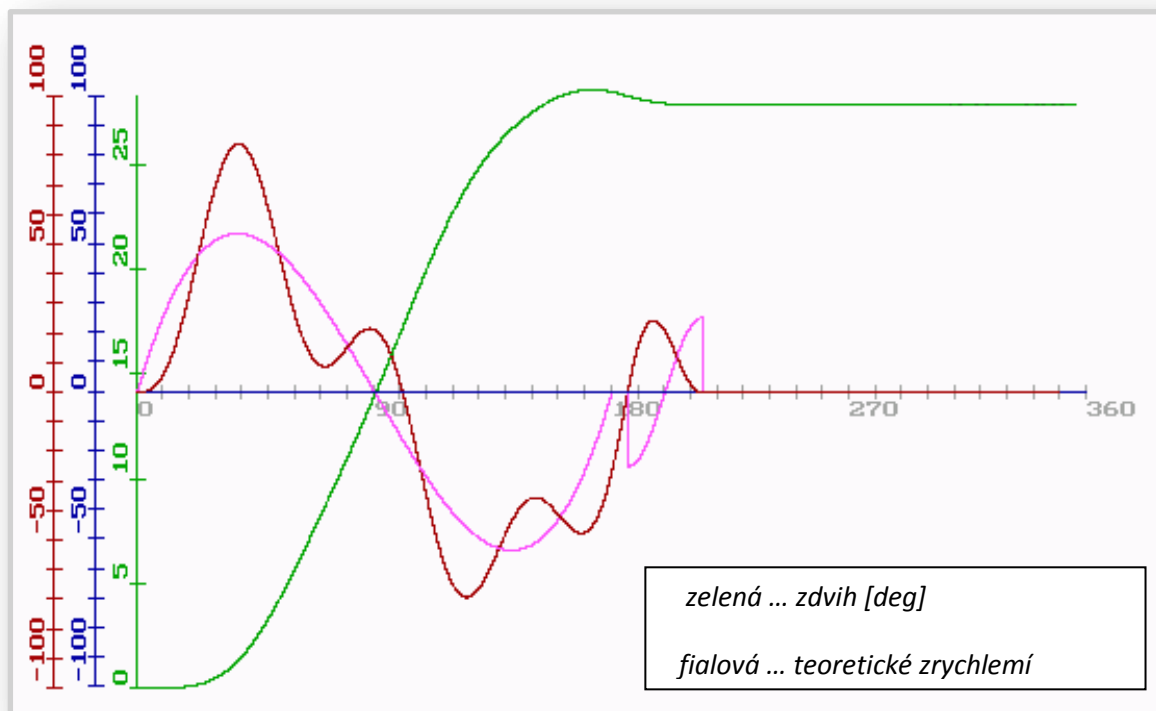
Na *obr.III.1* je v úseku 1 základní budící zdvihová závislost *cykloidální*. Zelená křivka je *zdvih* [deg], modrá je *1. derivace* [rad/rad] a červená je *2. derivace* [rad/rad²] (barvy křivek i v ostatních obrázcích vyjadřují stejné veličiny). Bude-li tato zdvihová závislost budit dynamický poddajný systém modelu *0-II-1* nebo *0-II-0.1* bez kompenzační funkce, která je modelovaná v úseku 3 podle *obr.III.1*, je výsledné kmitání setrvačné hmoty na *obr.III.2*.



Obr.III.1 Úseky modelované zdvihové závislosti



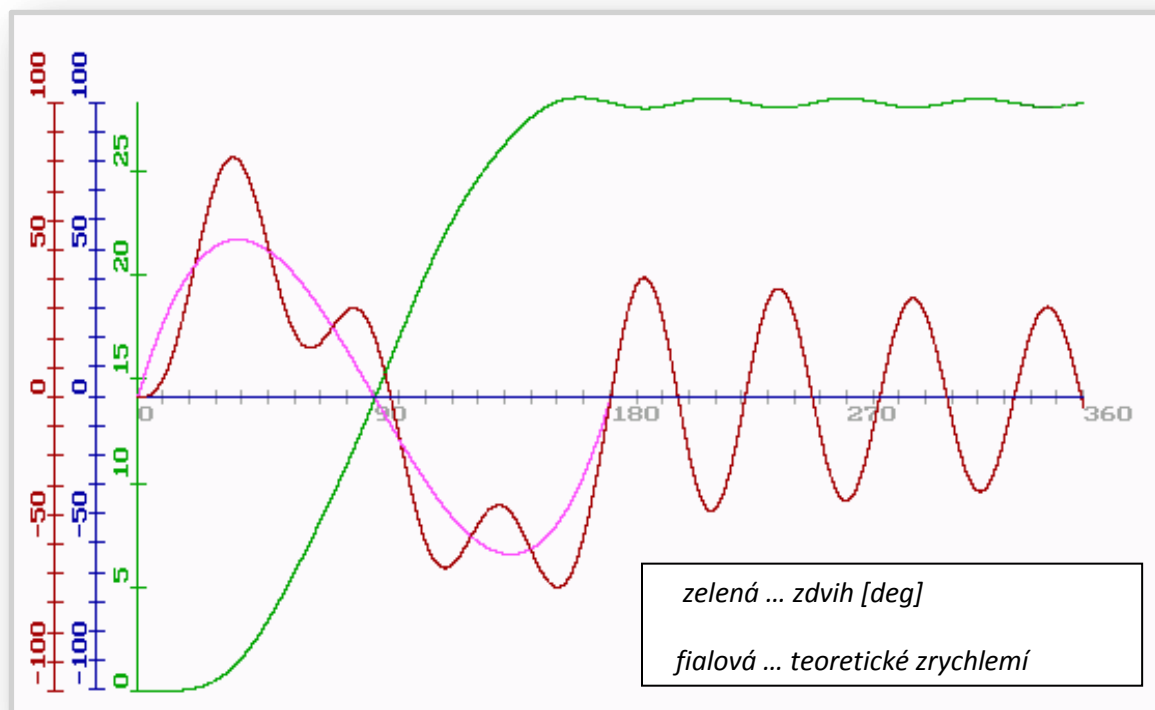
Obr.III.2 Reziduální kmitý (buzeno cykloidální z.z., otáčky 130[1/min])



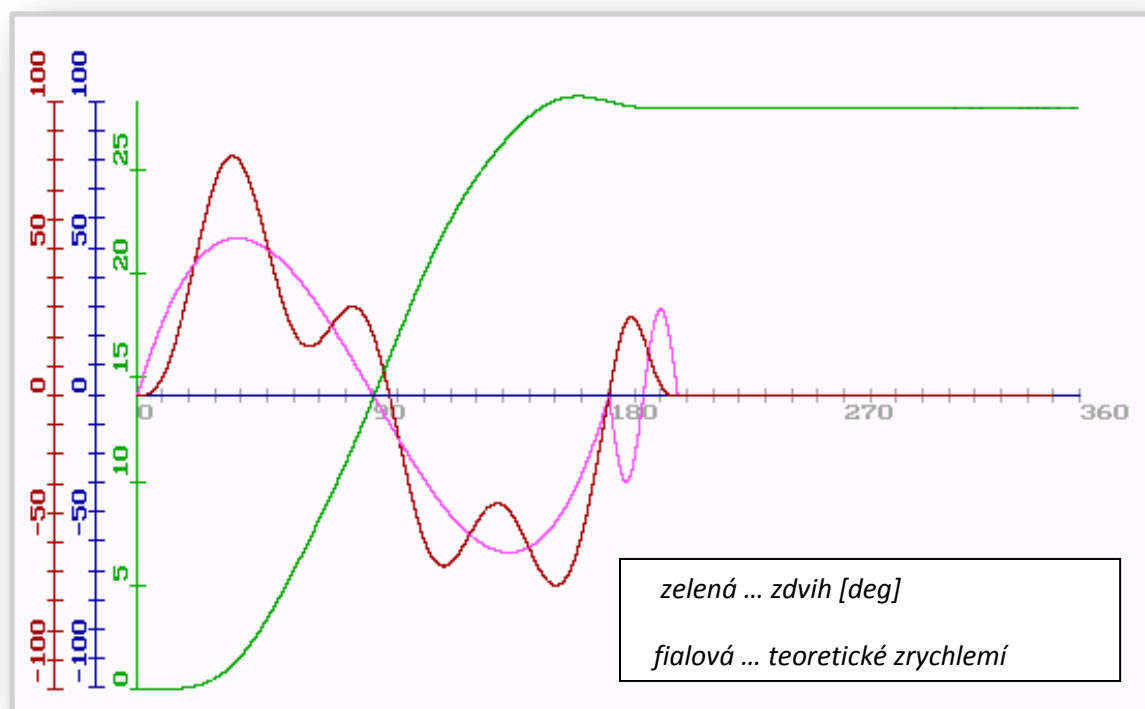
Obr.III.3 Kompenzace harmonickou funkcí

Je-li k budící cykloidální zdvihové závislosti superponovaná harmonická korekční funkce, která je modelovaná v úseku 3 podle *obr.III.1*, bude výsledné kmitání setrvačné hmoty podle *obr.III.3*. Harmonická korekční funkce s nespojitým průběhem 2. derivace

modelově funguje spolehlivě, ale při praktickém ověření na dynamickém standu byly registrovány rázy v pohybu servomotoru. Klidnějšího chodu servomotoru a stejného účinku minimalizace reziduálních kmitů bylo dosaženo s korekční funkcí *cykloidální* (úsek 3 podle *obr.III.1*) se spojitým průběhem 2. derivace. Výsledky řešení jsou na *obr.III.4* a *obr.III.5*.

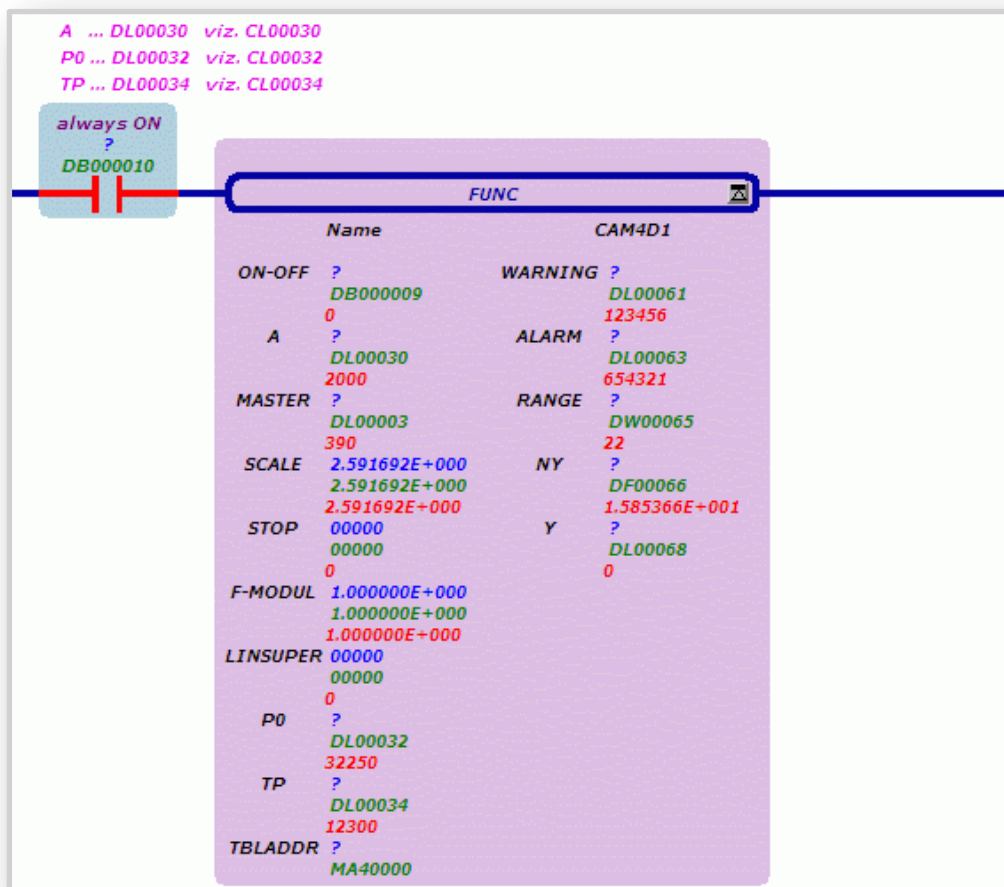


Obr.III.4 Reziduální kmitý (buzeno polynomickou z.z., otáčky 130[1/min])



Obr.III.5 Kompenzace cykloidální funkcí

Realizace modelované minimalizace reziduálních kmitů se provede vytvořením funkce *PLC* ve vývojovém firemním prostředí *Yaskawa MPE720* podle *obr.III.6*. Tato funkce má tři vstupy (*A*, *PO*, *TP*), kterými se řídí velikost a poloha kompenzačního pulsu ve své 0. derivaci. V případě kompenzační funkce vytvořené *cykloidální zdvihovou závislostí* podle *obr.III.5* se myslí kompenzačním pulsem *jedna perioda harmonického kmitu* vyjádřeného na *obr.III.5* svojí 2. derivací.



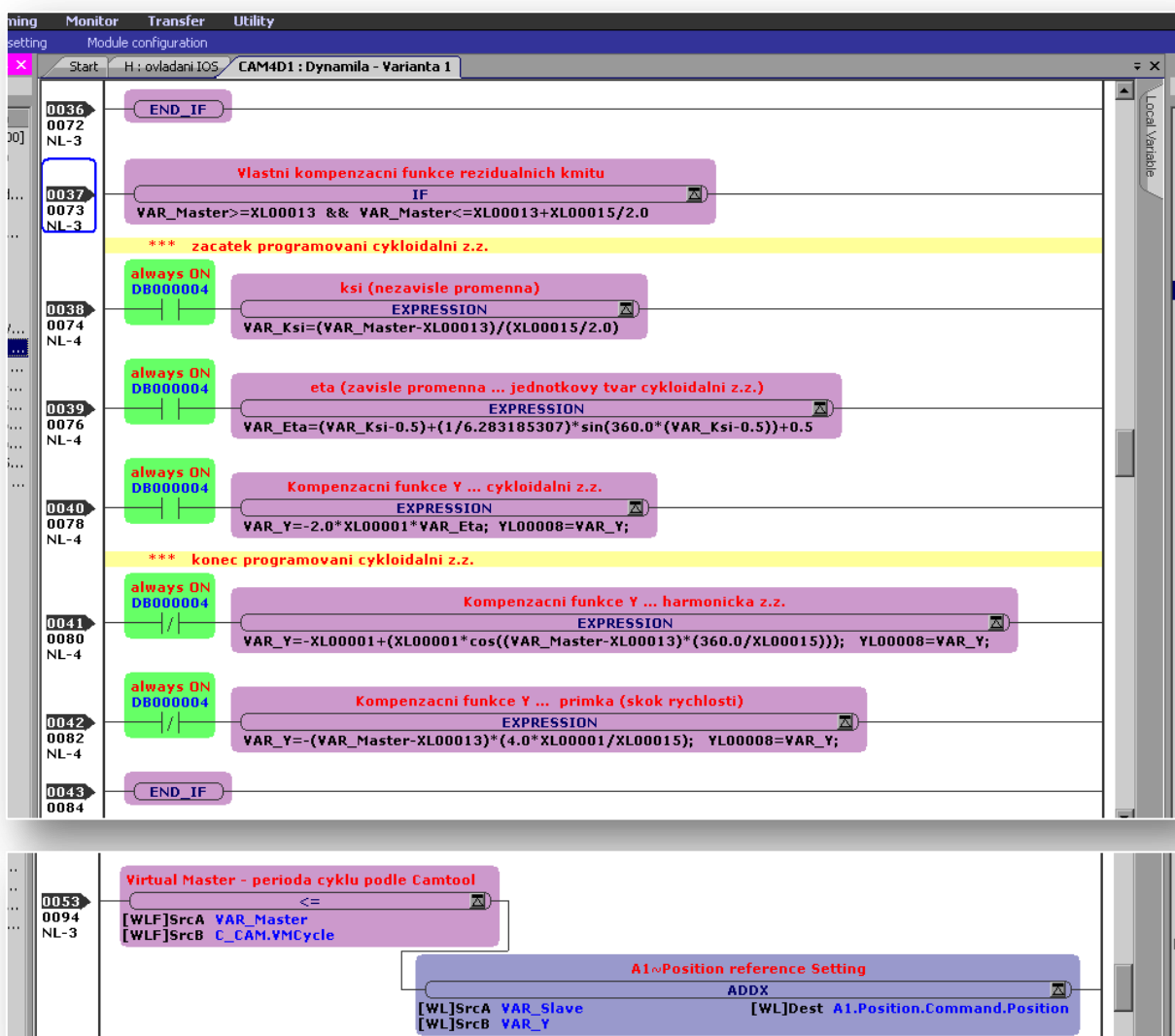
Obr.III.6 Funkce CAM4D1 v kódu PLC

V tomto dodatku nebude dále popsána vlastní realizace vačkového pohybu (to je předmětem jiné kapitoly), pouze bude krátce vysvětlena činnost funkce *CAM4D1*. Funkce se ve vývojovém prostředí *MPE720* tvoří snadno a zpřehledňují strukturu *PLC*. Levý sloupec parametrů podle *obr.III.6* jsou vstupní parametry, pravý sloupec jsou výstupní parametry. Vstupem *MASTER* se řídí velikost rychlosti virtuální hřídele v jednotkách [pulse/scan]. Vstupy *SCALE*, *STOP*, *F-MODUL* a *LINSUPER* jsou parametry, kterými se modifikuje základní tvar zdvihové závislosti uložené v podobě datového souboru na registrech s počáteční adresou zadanou vstupem *TBLADDR*. Funkce spouští vačkový pohyb (hřídel servomotoru) bitovým vstupem *ON-OFF*. Výstupy jsou v tomto případě informativní hodnoty.

Modifikace kompenzační funkce se provádí parametry *A* (velikost amplitudy v jednotkách [pulse]), *PO* (poloha v periodě nezávisle proměnné v jednotkách [pulse]) a *TP* (perioda kompenzační funkce v jednotkách [pulse]). Data zdvihové závislosti uložená

v paměti kontroleru s počáteční adresou vstupu *TBLADDR* jsou rovněž v jednotkách [pulse]. Použitý servomotor *Yaskawa* z řady *Sigma II (SGMGH-30D)* má 17ti bitový *Encoder*. Volba základních jednotek je volitelná podle konstrukčního uspořádání pohonu, v tomto případě byly zvoleny jednotky [pulse].

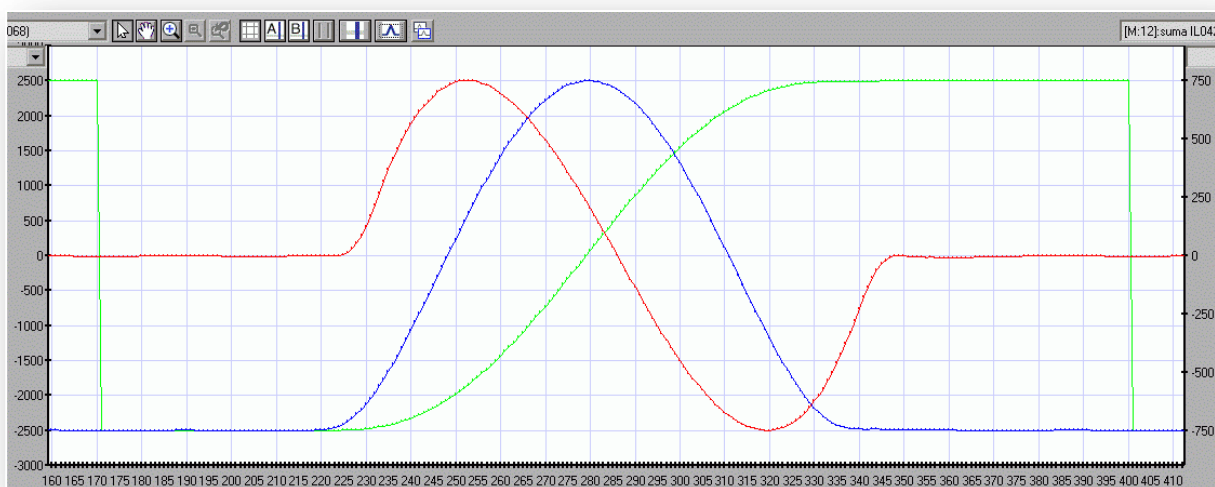
Vstupy se v kódu funkce transformují na interní proměnné s označením *XLnnnnn*. Na *obr.III.7* je část kódu funkce, který počítá a realizuje kompenzační odchylku, která se superponuje s budící zdvihovou závislostí. Vstupu *A*, *PO* a *TP* odpovídají po řadě interní



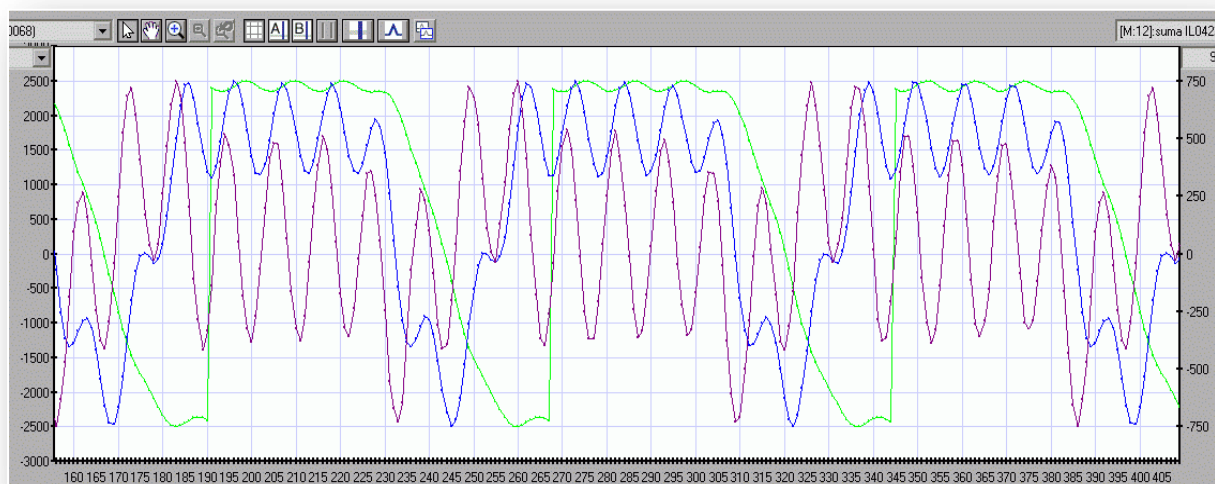
Obr.III.7 Varianty kompenzační funkce v kódu PLC funkce CAM4D1

proměnné *XL00001*, *XL00013* a *XL00015*. Na řádcích 38 až 40 je vypočítávaná veličina *Y* kompenzační funkce podle *cykloidální* zdvihové závislosti v jednotkovém tvaru (viz. literatura [1]). Na řádce 41 je kompenzace pomocí *harmonické* funkce a na řádce 42 je kompenzace provedená *skokovou změnou rychlosti* (lineárním pohybem v horní úvratí harmonického kmitu), která je realizovatelná, ale s výrazně trhavým pohybem servomotoru. Výsledná superpozice s budící zdvihovou závislostí je na řádce 53.

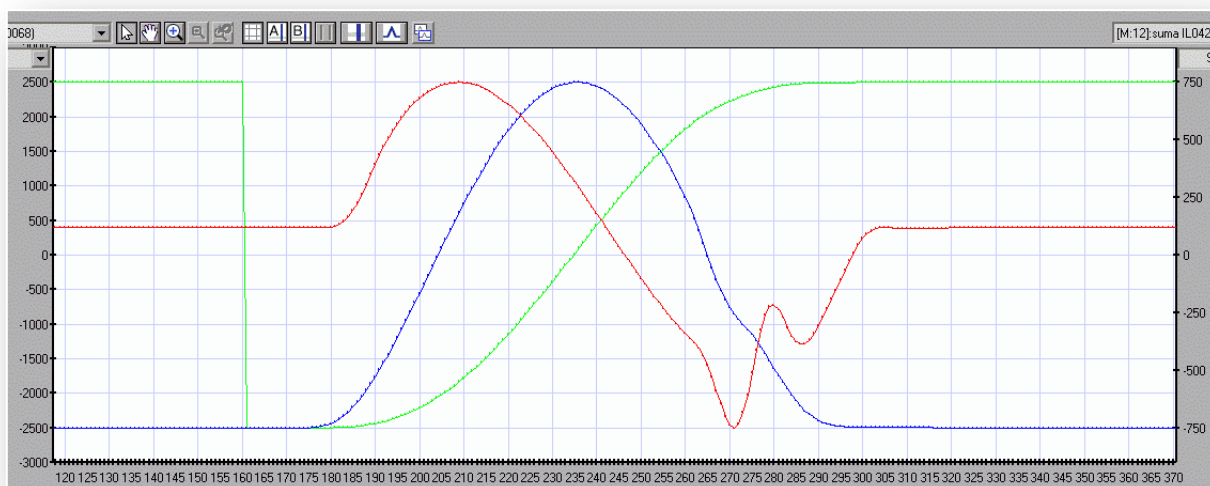
Na závěr jsou uvedeny výsledky, které jsou vyhodnocením snímaného pohybu setrvačné hmoty prostřednictvím externího *Encoderu LARM* podle *obr.3.2*. Snímanou veličinou je rychlost [pulse/scan], Poloha je výsledkem součtu a zrychlení je diferencí snímané veličiny v zadaném počtu cyklů. Pro tyto účely byly vyvinuty diagnostické funkce *PLC*, které dále nejsou popisovány. Na *obr.III.8* jsou kinematické veličiny budící zdvihové závislosti na hřídeli servomotoru získané stejnými statistickými funkcemi z jeho *Encoderu* a na *obr.III.9* je pak odezva kinematických veličin setrvačné hmoty bez korekční funkce. Na *obr.III.10* jsou kinematické veličiny budící zdvihové závislosti na hřídeli servomotoru a na *obr.III.11* je opět odezva kinematických veličin setrvačné hmoty s korekční funkcí. Korekční funkce je umístěna na poslední kmit v oblasti zdvihu, což je z *obr.III.10* zřejmé. Jednotky na uvedených grafech nejsou převedeny do obvyklých [deg], [rad/sec] a [rad/sec²], protože v tomto případě se porovnává relativní stav *bez* a *s* kompenzační funkcí.



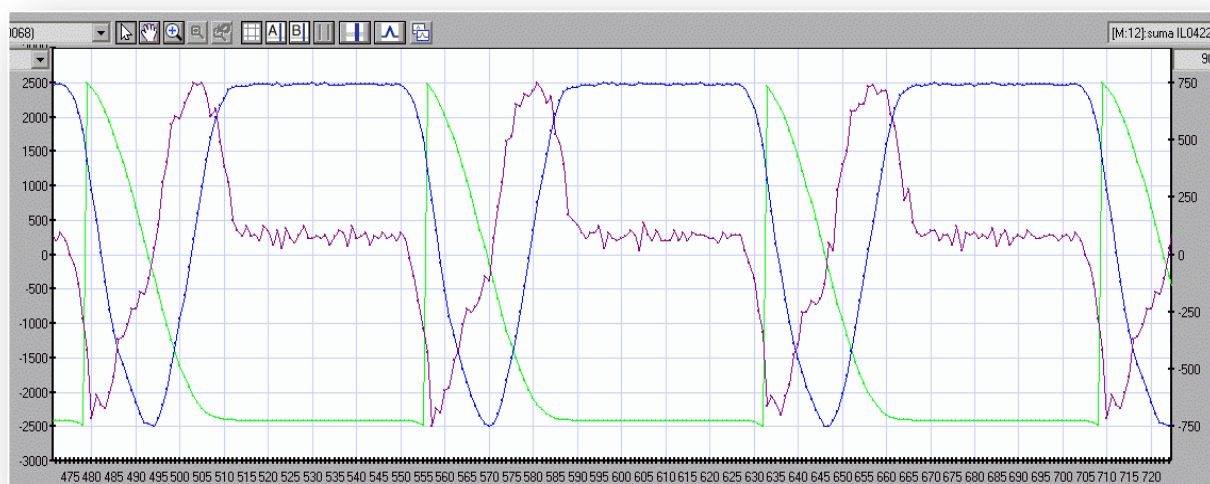
Obr.III.8 Kinematické veličiny budící zdvihové závislosti na hřídeli servomotoru bez kompenzační funkce



Obr.III.9 Kinematické veličiny setrvačné hmoty bez kompenzační funkce



Obr.III.10 Kinematické veličiny budící zdvihové závislosti na hřídeli servomotoru bez kompenzační funkce



Obr.III.11 Kinematické veličiny setrvačné hmoty bez kompenzační funkce

Závěrem lze konstatovat, že tato metoda kompenzace reziduálních kmitů byla úspěšně realizovaná na *standu* s hmotovými parametry podle *obr.3.2* za těchto podmínek:

- vlastní frekvence poddajné hřídele se setrvačnou hmotou 15,24 [Hz]
- otáčky 130 [1/min] při maximální hodnotě reziduálních kmitů bez kompenzace
- korekční funkce cykloidální umístěná na konci zdvihu podle *obr.III.10*
- neperiodická zdvihová závislost polynomická s krokem 28,273 [deg] s úhlem zdvihu 180 [deg]
- zdvihová závislost elektronické vačky (hřídel servomotoru) redukována převodovkou *SPINEA* s převodem $p=33$ do pomala
- stupeň regulace podle *obr.III.12* úrovně 6

Pomocí externího *Encoderu* se snadno zjistí vlastní frekvence poddajné hnané části mechanismu, která definuje vstupní parametr *TP* funkce *CAM4DI*. Fázovým posouváním pomocí vstupního parametru *PO* v oblasti konce zdvihu hledáme polohu korekční funkce (s

nastřelenou amplitudou), kdy se amplitudy reziduálních kmitů zmenšují a dosahují minimální hodnoty. V této poloze se pak doladí vstupem *A* hodnota amplitudy korekční funkce. Jedná se o laboratorní ověření uvedené metody a její praktická aplikace by vyžadovala jiný přístup realizace. Jedním ze způsobů aplikace by bylo algoritmické využití informace z externího *Encoderu* o velikosti amplitud reziduálních kmitů v oblasti klidu pohybové funkce. Popsanou metodu postupnými zásahy obsluhy lze automatizovat iteračními algoritmy. V budoucnu bude tato problematika řešena, neboť metoda je použitelná v celém rozsahu otáček a ne pouze pro parametry definované na základě reziduálních spekter popsanych v kapitole 4.

Nezodpovězenou otázkou však zůstává vliv velikosti konstantního převodu mezi elektronickou vačkou (hřídelí servomotoru) a poddajnou výstupní hřídelí. V uvedeném příkladě je díky vysokému převodovému poměru a *stupni regulace 6* podle *obr.III.12* vliv regulace, resp. poddajnosti elektromagnetické vazby stator/rotor silně potlačen.

Stupeň (regulačních parametrů)	Position Loop Gain	Speed Loop Gain	Speed Loop Integral Time Constant	Torque Reference Filter
	Pn102	Pn100	Pn101	Pn401
1	15	15	60	2,5
2	20	20	45	2,0
3	30	30	30	1,3
4	40	40	20	1,0
5	60	60	15	0,7
6	85	85	10	0,5
7	120	120	8	0,3
8	160	160	6	0,2
9	200	200	5	0,15
10	250	250	4	0,1

*Obr.III.12 Doporučené nastavení regulačních parametrů (firmou Yaskawa)
... stupně regulace*

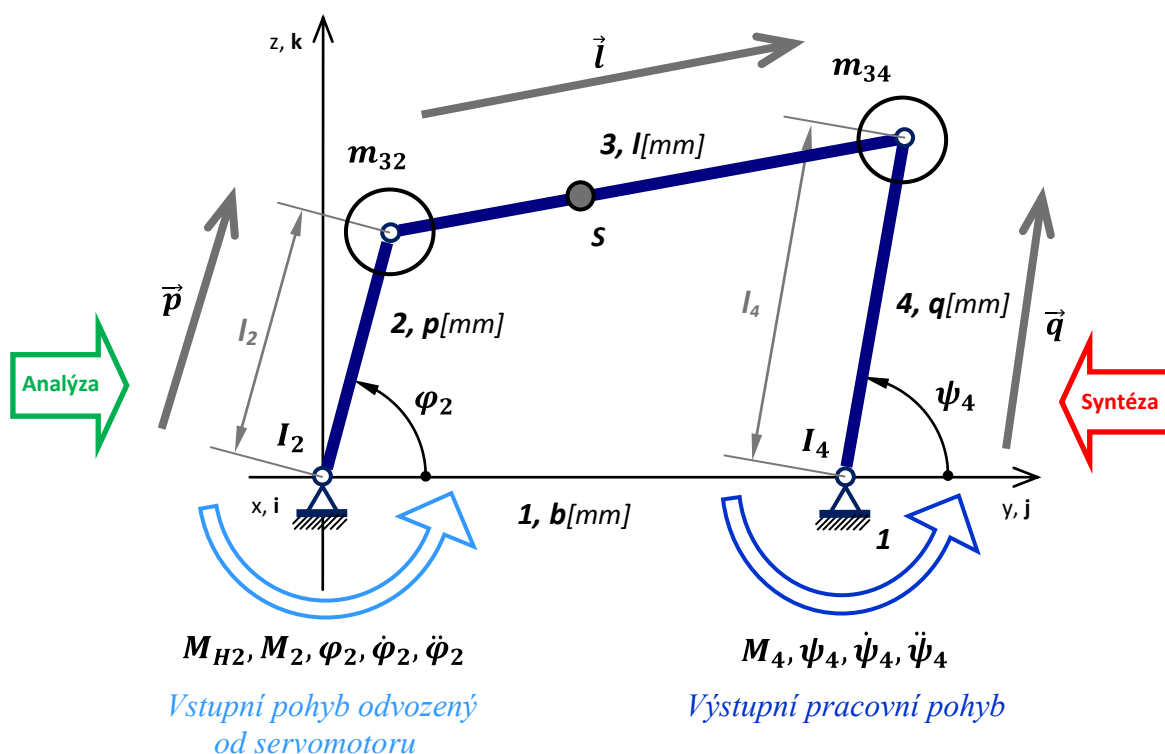
Obrázky *obr.III.8* až *obr.III.11* jsou výstupy (PrtSc) z vývojového prostředí programu *MPE720* (Yaskawa), z jeho monitorovací oblasti. *Obr.III.12* je z manuálu výrobce a podtržený řádek parametrů úrovně 4 je doporučené nastavení, přičemž snahou je úroveň nastavení zvýšit na co nejvyšší hodnotu.

Dodatek IV ... Kinetostatické řešení mechanismů RRRR a RRRP

V tomto dodatku je úplné kinetostatické řešení dvou rovinných převodových mechanismů **RRRR** (čtyřkloubový) a **RRRP** (klikový). Vycházíme z obecného pohledu na převodový mechanismus řešený *analýzou* nebo *syntézou*, kde vstupní člen a výstupní člen se svými pohybovými funkcemi jsou ve vzájemné vazbě, která je daná geometrií mechanismu, resp. 1. a 2. převodovou funkcí (μ, ν) , jak je v literatuře často uváděno [2], [12]. *Převodové funkce* jsou *první a druhou derivací zdvihové závislosti* hlavních členů mechanismu (členy **2** a **4**) ve smyslu „směru výpočtu“ *analýzy* a *syntézy*, který je naznačen na obrázcích mechanismů barevnými šipkami (zelená a červená).

Předpokládáme, že pohyb vstupního členu **2** je odvozen od servomotoru elektronické vačky. Na příslušném listě výpočetního systému **zzVxx.yy.xlsm** podle typu převodového mechanismu a úlohy *analýzy* nebo *syntézy* jsou definovány příslušné zdvihové závislosti (žlutě podbarvená pole) hlavních členů mechanismu (spojených kinematickými dvojicemi s rámem) v závislosti na úhlu pootočení virtuálního hřídele τ . Podle definované geometrie pomocí převodových funkcí a dále uvedených vztahů dojde automaticky k příslušným kinetostatickým výpočtům příslušného subsystému.

Mechanismus RRRR



M_{H2} ... Hnací zrychľující moment na vstupu 2 mechanismu

M_2, M_4 ... Technologická vnější zátěž na členech 2 a 4 ... $M_i = M_i(\tau)$

Vstupní člen 2 je popsán funkcí:

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= \varphi_2[\tau(t)] \\ \frac{d\varphi_2}{d\tau} &= \dot{\varphi}_2', \quad \frac{d\varphi_2}{dt} = \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_2' \omega \\ \frac{d^2\varphi_2}{d\tau^2} &= \ddot{\varphi}_2'', \quad \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} = \ddot{\varphi}_2 = \ddot{\varphi}_2'' \omega^2 \end{aligned}$$

Master τ [deg]

Výstupní člen 4 je popsán funkcí:

$$\begin{aligned} \psi_4 &= \psi_4[\tau(t)] \\ \frac{d\psi_4}{d\tau} &= \dot{\psi}_4', \quad \frac{d\psi_4}{dt} = \dot{\psi}_4 = \dot{\psi}_4' \omega \\ \frac{d^2\psi_4}{d\tau^2} &= \ddot{\psi}_4'', \quad \frac{d^2\psi_4}{dt^2} = \ddot{\psi}_4 = \ddot{\psi}_4'' \omega^2 \end{aligned}$$

Master τ [deg]

$\tau = \omega t$... τ představuje natočení virtuálního hřídele (Master) elektronické vačky

Analýza používá zdvihovou závislost a převodové funkce:

$$\begin{aligned} \psi_4 &= \psi_4(\varphi_2) \\ \frac{d\psi_4}{d\varphi_2} &= \mu_{24} \\ \frac{d^2\psi_4}{d\varphi_2^2} &= \nu_{24} \end{aligned}$$

φ_2 [deg]

Syntéza používá zdvihovou závislost a převodové funkce:

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= \varphi_2(\psi_4) \\ \frac{d\varphi_2}{d\psi_4} &= \mu_{42} \\ \frac{d^2\varphi_2}{d\psi_4^2} &= \nu_{42} \end{aligned}$$

ψ_4 [deg]

Analyza (směr výpočtu je ze členu 2 na člen 4):

Hledaná funkce je: $\psi_4 = \psi_4(\tau)$, resp. $\psi_4 = \psi_4[\tau(t)]$

Platí následující vztahy:

$$\psi_4' = \frac{d\psi_4}{d\tau} = \frac{d\psi_4}{d\varphi_2} \frac{d\varphi_2}{d\tau} = \mu_{24}\varphi_2' \quad (\text{rrrr.1})$$

$$\psi_4'' = \frac{d^2\psi_4}{d\tau^2} = \frac{d\left(\frac{d\psi_4}{d\varphi_2} \frac{d\varphi_2}{d\tau}\right)}{d\tau} = \nu_{24}\varphi_2'^2 + \mu_{24}\varphi_2'' \quad (\text{rrrr.2})$$

$$\dot{\psi}_4 = \frac{d\psi_4}{dt} = \frac{d\psi_4}{d\tau} \frac{d\tau}{dt} = \mu_{24}\varphi_2'\omega \quad (\text{rrrr.3})$$

$$\begin{aligned} \ddot{\psi}_4 &= \frac{d^2\psi_4}{dt^2} = \frac{d\left(\frac{d\psi_4}{d\tau} \frac{d\tau}{dt}\right)}{dt} = \frac{d\left(\frac{d\psi_4}{d\varphi_2} \frac{d\varphi_2}{d\tau} \frac{d\tau}{dt}\right)}{dt} = \\ &= \nu_{24}(\varphi_2'\omega)^2 + \mu_{24}\varphi_2''\omega^2 + \mu_{24}\varphi_2' \frac{d^2\tau}{dt^2} \end{aligned} \quad (\text{rrrr.4})$$

Pro konstantní úhlovou rychlost virtuálního hřídele ω je $\frac{d^2\tau}{dt^2} = 0$ a tedy platí

$$\ddot{\psi}_4 = (\nu_{24}\varphi_2'^2 + \mu_{24}\varphi_2'')\omega^2 \quad (\text{rrrr.5})$$

Tento stav s *konstantní úhlovou rychlostí* ω virtuálního hřídele řeší výpočetní systém *zzVxx.yy* na listech *aRRRR* a *sRRRR* zadáním konstantních otáček odpovídající veličině τ . Rovnice (rrrr.4) popisuje režim s *nekonstantní úhlovou rychlostí* ω , např. oblast náběhu virtuální osy po definované rampě.

Po dosazení do (rrrr.5) za $\frac{d\varphi_2}{dt} = \dot{\varphi}_2 = \varphi_2'\omega$ platí

$$\dot{\psi}_4 = \frac{d\psi_4}{dt} = \mu_{24}\dot{\varphi}_2 \quad (\text{rrrr.6})$$

$$\ddot{\psi}_4 = \nu_{24}\dot{\varphi}_2^2 + \mu_{24}\ddot{\varphi}_2 \quad (\text{rrrr.7})$$

Příslušná zdvihová závislost a převodové funkce μ_{24} a ν_{24} mechanismu *RRRR* jsou s úpravou podle [1]

$$\psi_4 = -\arctg \frac{p \sin \varphi_2}{b - p \cos \varphi_2} + S_A \arccos \frac{2bp \cos \varphi_2 + l^2 - (b^2 + p^2 + q^2)}{2q\sqrt{b^2 + p^2 - 2bp \cos \varphi_2}} \quad (\text{rrrr.8})$$

$$S_A = \text{sign}(\vec{l} \times \vec{q}) \cdot \vec{l}$$

$$\mu_{24} = \frac{d\psi_4}{d\varphi_2} = \frac{p[q \sin(\varphi_2 - \psi_4) + b \sin \varphi_2]}{q[p \sin(\varphi_2 - \psi_4) + b \sin \psi_4]} \quad (\text{rrrr.9})$$

$$\nu_{24} = \frac{d^2\psi_4}{d\varphi_2^2} = \frac{pq(1 - \mu_{24})^2 \cos(\varphi_2 - \psi_4) - bq\mu_{24}^2 \cos \psi_4 + bp \cos \varphi_2}{q[p \sin(\varphi_2 - \psi_4) + b \sin \psi_4]} \quad (\text{rrrr.10})$$

Syntéza (směr výpočtu je ze členu 4 na člen 2):

Hledaná funkce je: $\varphi_2 = \varphi_2(\tau)$, resp. $\varphi_2 = \varphi_2[\tau(t)]$

Platí následující vztahy:

$$\dot{\varphi}_2 = \frac{d\varphi_2}{d\tau} = \frac{d\varphi_2}{d\psi_4} \frac{d\psi_4}{d\tau} = \mu_{42}\dot{\psi}_4 \quad (\text{rrrr.11})$$

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{d^2\varphi_2}{d\tau^2} = \frac{d\left(\frac{d\varphi_2}{d\psi_4} \frac{d\psi_4}{d\tau}\right)}{d\tau} = \nu_{42}\dot{\psi}_4'^2 + \mu_{42}\ddot{\psi}_4 \quad (\text{rrrr.12})$$

$$\dot{\varphi}_2 = \frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{d\varphi_2}{d\tau} \frac{d\tau}{dt} = \mu_{42}\dot{\psi}_4\omega \quad (\text{rrrr.13})$$

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_2 &= \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} = \frac{d\left(\frac{d\varphi_2}{d\tau} \frac{d\tau}{dt}\right)}{dt} = \frac{d\left(\frac{d\varphi_2}{d\psi_4} \frac{d\psi_4}{d\tau} \frac{d\tau}{dt}\right)}{dt} = \\ &= \nu_{42}(\dot{\psi}_4\omega)^2 + \mu_{42}\ddot{\psi}_4\omega^2 + \mu_{42}\dot{\psi}_4\frac{d^2\tau}{dt^2} \end{aligned} \quad (\text{rrrr.14})$$

Pro konstantní úhlovou rychlost virtuálního hřídele ω je $\frac{d^2\tau}{dt^2} = 0$ a tedy platí

$$\ddot{\varphi}_2 = (\nu_{42}\dot{\psi}_4'^2 + \mu_{42}\ddot{\psi}_4)\omega^2 \quad (\text{rrrr.15})$$

Tento stav s konstantní úhlovou rychlostí ω virtuálního hřídele řeší výpočetní systém *zzVxx.yy* na listech *aRRRR* a *sRRRR* zadáním konstantních otáček odpovídající veličině τ . Rovnice (rrrr.14) popisuje režim s nekonstantní úhlovou rychlostí ω , např. oblast náběhu virtuální osy po definované rampě.

Po dosazení do (rrrr.15) za $\frac{d\psi_4}{dt} = \dot{\psi}_4 = \dot{\psi}_4'\omega$ platí

$$\dot{\varphi}_2 = \frac{d\varphi_2}{dt} = \mu_{42}\dot{\psi}_4 \quad (\text{rrrr.16})$$

$$\ddot{\varphi}_2 = \nu_{42}\dot{\psi}_4'^2 + \mu_{42}\ddot{\psi}_4 \quad (\text{rrrr.17})$$

Příslušná zdvihová závislost a převodové funkce μ_{42} a ν_{42} mechanismu *RRRR* jsou s úpravou podle [1]

$$\varphi_2 = \arctg \frac{q \sin\psi_4}{b+q \cos\psi_4} + S_S \arccos \frac{2bq \cos\psi_4 - l^2 + b^2 + p^2 + q^2}{2p\sqrt{b^2 + q^2 + 2bq \cos\psi_4}} \quad (\text{rrrr.18})$$

$$S_S = \text{sign}(\vec{l} \times \vec{p}) \cdot \vec{i}$$

$$\mu_{42} = \frac{d\varphi_2}{d\psi_4} = \frac{q[p \sin(\varphi_2 - \psi_4) + b \sin\psi_4]}{p[q \sin(\varphi_2 - \psi_4) + b \sin\varphi_2]} \quad (\text{rrrr.19})$$

$$\nu_{42} = \frac{d^2\varphi_2}{d\psi_4^2} = \frac{pq(1-\mu_{42})^2 \cos(\varphi_2 - \psi_4) + bp\mu_{42}^2 \cos\varphi_2 - bq \cos\psi_4}{p[q \sin(\varphi_2 - \psi_4) + b \sin\varphi_2]} \quad (\text{rrrr.20})$$

Kinetostatické řešení mechanismu RRRR

1. Metoda redukce

Pohybová rovnice s redukčním členem 2 je

$$I_{red}\ddot{\phi}_2 + \frac{1}{2}\frac{dI_{red}}{d\phi_2}\dot{\phi}_2^2 = M_{red} \quad (rrrr.21)$$

I_{red} ... z kinetické energie

M_{red} ... z výkonů pracovních sil (ne setrvačných)

$$\begin{aligned} I_{red}: \quad \frac{1}{2}I_{red}\dot{\phi}_2^2 &= \frac{1}{2}I_2\dot{\phi}_2^2 + \frac{1}{2}(m_{32}l_2^2)\dot{\phi}_2^2 + \frac{1}{2}I_4\dot{\psi}_4^2 + \frac{1}{2}(m_{34}l_4^2)\dot{\psi}_4^2 \\ I_{red} &= I_2 + m_{32}l_2^2 + (I_4 + m_{34}l_4^2)\left(\frac{\dot{\psi}_4}{\dot{\phi}_2}\right)^2 = I_2 + m_{32}l_2^2 + (I_4 + m_{34}l_4^2)\mu_{24}^2 \end{aligned}$$

$$\frac{dI_{red}}{d\phi_2}: \quad \frac{dI_{red}}{d\phi_2} = 2(I_4 + m_{34}l_4^2)\mu_{24}\frac{d\mu_{24}}{d\phi_2} = 2(I_4 + m_{34}l_4^2)\mu_{24}\nu_{24}$$

$$\begin{aligned} M_{red}: \quad M_{red}\dot{\phi}_2 &= M_{H2}\dot{\phi}_2 + M_2\dot{\phi}_2 + M_4\dot{\psi}_4 \\ M_{red} &= M_{H2} + M_2 + M_4\frac{\dot{\psi}_4}{\dot{\phi}_2} = M_{H2} + M_2 + M_4\mu_{24} \end{aligned}$$

Dosazením do (rrrr.21) je pohybová rovnice „členu 2“ a hnací zrychlující moment M_{H2} (rovnice (rrrr.22)) koreluje s rovnicí (5.5) v kapitole 5)

$$[I_2 + m_{32}l_2^2 + (I_4 + m_{34}l_4^2)\mu_{24}^2]\ddot{\phi}_2 + \mu_{24}\nu_{24}(I_4 + m_{34}l_4^2)\dot{\phi}_2^2 = M_{H2} + M_2 + M_4\mu_{24} \quad (rrrr.22)$$

$$M_{H2} = [I_2 + m_{32}l_2^2 + (I_4 + m_{34}l_4^2)\mu_{24}^2]\ddot{\phi}_2 + \mu_{24}\nu_{24}(I_4 + m_{34}l_4^2)\dot{\phi}_2^2 - M_2 - M_4\mu_{24} \quad (rrrr.23)$$

Rozepíšeme-li rovnici (rrrr.22) a dále upravujeme, dostaneme následující vztahy

$$\begin{aligned} (I_2 + m_{32}l_2^2)\ddot{\phi}_2 + (I_4 + m_{34}l_4^2)\mu_{24}^2\ddot{\phi}_2 + (I_4 + m_{34}l_4^2)\mu_{24}\nu_{24}\dot{\phi}_2^2 &= M_{H2} + M_2 + M_4\mu_{24} \\ \mu_{24}[(I_4 + m_{34}l_4^2)\mu_{24}\ddot{\phi}_2 + (I_4 + m_{34}l_4^2)\nu_{24}\dot{\phi}_2^2] & \\ \mu_{24}[(I_4 + m_{34}l_4^2)(\mu_{24}\ddot{\phi}_2 + \nu_{24}\dot{\phi}_2^2)] & \\ \mu_{24}\ddot{\phi}_2 + \nu_{24}\dot{\phi}_2^2 &= \ddot{\psi}_4 \\ (I_2 + m_{32}l_2^2)\ddot{\phi}_2 + (I_4 + m_{34}l_4^2)\mu_{24}\ddot{\psi}_4 &= M_{H2} + M_2 + M_4\mu_{24} \\ (I_4 + m_{34}l_4^2)\ddot{\psi}_4 &= \frac{1}{\mu_{24}}[M_{H2} + M_2 - (I_2 + m_{32}l_2^2)\ddot{\phi}_2] + M_4 \end{aligned} \quad (rrrr.24)$$

Rovnice (rrrr.24) je pohybová rovnice uvolněného členu 4 s $M_{H4} = (I_4 + m_{34}l_4^2)\ddot{\psi}_4$.

2. Metoda: Suma virtuálních výkonů pracovních a setrvačných sil se rovná nule

Z virtuálních výkonů vyplývá

$$\begin{aligned} M_{H2}\dot{\phi}_2 - (I_2 + m_{32}l_2^2)\ddot{\phi}_2\dot{\phi}_2 - (I_4 + m_{34}l_4^2)\ddot{\psi}_4\dot{\psi}_4 + M_2\dot{\phi}_2 + M_4\dot{\psi}_4 &= 0 \\ M_{H2} - (I_2 + m_{32}l_2^2)\ddot{\phi}_2 - (I_4 + m_{34}l_4^2)\ddot{\psi}_4\frac{\dot{\psi}_4}{\dot{\phi}_2} + M_2 + M_4\frac{\dot{\psi}_4}{\dot{\phi}_2} &= 0 \end{aligned} \quad (\text{rrrr.25})$$

Podle (rrrr.6) je $\frac{\dot{\psi}_4}{\dot{\phi}_2} = \mu_{24}$ a po dosazení do (rrrr.25) je

$$M_{H2} - (I_2 + m_{32}l_2^2)\ddot{\phi}_2 - (I_4 + m_{34}l_4^2)\ddot{\psi}_4\mu_{24} + M_2 + M_4\mu_{24} = 0 \quad (\text{rrrr.26})$$

Po dosazení za $\ddot{\psi}_4$ podle (rrrr.7) a úpravě dostaneme tvar pohybové rovnice stejný jako (rrrr.22).

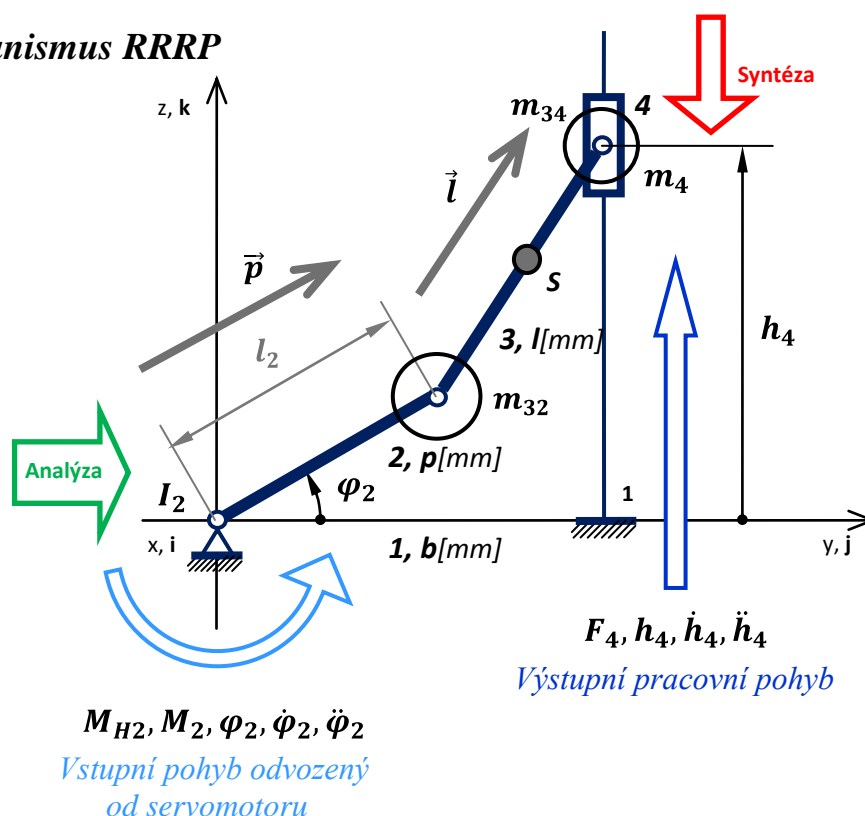
Upravíme-li rovnici (rrrr.26) do tvaru

$$(I_4 + m_{34}l_4^2)\ddot{\psi}_4 = \frac{1}{\mu_{24}}[M_{H2} + M_2 - (I_2 + m_{32}l_2^2)\ddot{\phi}_2] + M_4 \quad (\text{rrrr.27})$$

pak (rrrr.27) je stejná rovnice jako (rrrr.24) a jde o pohybovou rovnici uvolněného členu **4** s $M_{H4} = (I_4 + m_{34}l_4^2)\ddot{\psi}_4$.

Odvozených vztahů je použito ke kinetostatickému výpočtu na listech *aRRRR* a *sRRRR* výpočetního systému *zzVxx.yy*. S výhodou se na listech použije možnosti naprogramování výpočtu metodou maticových vzorců. Podle analýzy nebo syntézy jsou definovány zdvihové závislosti členu **2** nebo členu **4** jako funkce natočení τ virtuálního hřídele. Podle úlohy analýzy nebo syntézy jsou vypočteny převodové funkce na základě geometrie mechanismu. Podle otáček virtuálního hřídele je okamžitě proveden kinetostatický výpočet. Výsledné zdvihové závislosti a ekvivalentní silové účinky tohoto subsystému mohou být dále zpracovány podle popisu *kapitoly 2*.

Mechanismus RRRP



M_{H2} ... Hnací zrychlující moment na vstupu 2 mechanismu

M_2, F_4 ... Technologická vnější zátěž na členech 2 a 4 ... $M_2 = M_2(\tau)$, $F_4 = F_4(\tau)$

Vstupní člen 2 je popsán funkcí:

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= \varphi_2[\tau(t)] \\ \frac{d\varphi_2}{d\tau} &= \varphi_2', \quad \frac{d\varphi_2}{dt} = \dot{\varphi}_2 = \varphi_2' \omega \\ \frac{d^2\varphi_2}{d\tau^2} &= \varphi_2'', \quad \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} = \ddot{\varphi}_2 = \varphi_2'' \omega^2 \end{aligned}$$

Master τ [deg]

Výstupní člen 4 je popsán funkcí:

$$\begin{aligned} h_4 &= h_4[\tau(t)] \\ \frac{dh_4}{d\tau} &= h_4', \quad \frac{dh_4}{dt} = \dot{h}_4 = h_4' \omega \\ \frac{d^2h_4}{d\tau^2} &= h_4'', \quad \frac{d^2h_4}{dt^2} = \ddot{h}_4 = h_4'' \omega^2 \end{aligned}$$

Master τ [deg]

$\tau = \omega t$... τ představuje natočení virtuálního hřídele (Master) elektronické vačky

Analýza používá zdvihovou závislost a převodové funkce:

$$\begin{aligned} h_4 &= h_4(\varphi_2) \\ \frac{dh_4}{d\varphi_2} &= \mu_{24} \\ \frac{d^2h_4}{d\varphi_2^2} &= \nu_{24} \end{aligned}$$

φ_2 [deg]

Syntéza používá zdvihovou závislost a převodové funkce:

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= \varphi_2(h_4) \\ \frac{d\varphi_2}{dh_4} &= \mu_{42} \\ \frac{d^2\varphi_2}{dh_4^2} &= \nu_{42} \end{aligned}$$

h_4 [mm]

Analýza (směr výpočtu je ze členu 2 na člen 4):

Hledaná funkce je: $h_4 = h_4(\tau)$, resp. $h_4 = h_4[\tau(t)]$

Platí následující vztahy:

$$h_4' = \frac{dh_4}{d\tau} = \frac{dh_4}{d\varphi_2} \frac{d\varphi_2}{d\tau} = \mu_{24}\varphi_2' \quad (\text{rrrp.1})$$

$$h_4'' = \frac{d^2h_4}{d\tau^2} = \frac{d\left(\frac{dh_4}{d\varphi_2} \frac{d\varphi_2}{d\tau}\right)}{d\tau} = \nu_{24}\varphi_2'^2 + \mu_{24}\varphi_2'' \quad (\text{rrrp.2})$$

$$\dot{h}_4 = \frac{dh_4}{dt} = \frac{dh_4}{d\tau} \frac{d\tau}{dt} = \mu_{24}\varphi_2'\omega \quad (\text{rrrp.3})$$

$$\begin{aligned} \ddot{h}_4 &= \frac{d^2h_4}{dt^2} = \frac{d\left(\frac{dh_4}{d\tau} \frac{d\tau}{dt}\right)}{dt} = \frac{d\left(\frac{dh_4}{d\varphi_2} \frac{d\varphi_2}{d\tau} \frac{d\tau}{dt}\right)}{dt} = \\ &= \nu_{24}(\varphi_2'\omega)^2 + \mu_{24}\varphi_2''\omega^2 + \mu_{24}\varphi_2' \frac{d^2\tau}{dt^2} \end{aligned} \quad (\text{rrrp.4})$$

Pro konstantní úhlovou rychlost virtuálního hřídele ω je $\frac{d^2\tau}{dt^2} = 0$ a tedy platí

$$\ddot{h}_4 = (\nu_{24}\varphi_2'^2 + \mu_{24}\varphi_2'')\omega^2 \quad (\text{rrrp.5})$$

Tento stav s konstantní úhlovou rychlostí ω virtuálního hřídele řeší výpočetní systém *zzVxx.yy* na listech *aRRRP* a *sRRRP* zadáním konstantních otáček odpovídající veličině τ . Rovnice (rrrp.4) popisuje režim s nekonstantní úhlovou rychlostí ω , např. oblast náběhu virtuální osy po definované rampě.

Po dosazení do (rrrp.5) za $\frac{d\varphi_2}{dt} = \dot{\varphi}_2 = \varphi_2'\omega$ platí

$$\dot{h}_4 = \frac{dh_4}{dt} = \mu_{24}\dot{\varphi}_2 \quad (\text{rrrp.6})$$

$$\ddot{h}_4 = \nu_{24}\dot{\varphi}_2^2 + \mu_{24}\ddot{\varphi}_2 \quad (\text{rrrp.7})$$

Příslušná zdvihová závislost a převodové funkce μ_{24} a ν_{24} mechanismu *RRRP* jsou s úpravou podle [1]

$$h_4 = p \sin\varphi_2 + S_A \sqrt{l^2 - (b - p \cos\varphi_2)^2} \quad (\text{rrrp.8})$$

$$S_A = \text{sign } \vec{l} \cdot \vec{k}$$

$$\mu_{24} = \frac{dh_4}{d\varphi_2} = p \frac{h_4 \cos\varphi_2 - b \sin\varphi_2}{h_4 - p \sin\varphi_2} \quad (\text{rrrp.9})$$

$$\nu_{24} = \frac{d^2h_4}{d\varphi_2^2} = \frac{2\mu_{24}p \cos\varphi_2 - \mu_{24}^2 - p(h_4 \sin\varphi_2 + b \cos\varphi_2)}{h_4 - p \sin\varphi_2} \quad (\text{rrrp.10})$$

Syntéza (směr výpočtu je ze členu 4 na člen 2):

Hledaná funkce je: $\varphi_2 = \varphi_2(\tau)$, resp. $\varphi_2 = \varphi_2[\tau(t)]$

Platí následující vztahy:

$$\dot{\varphi}_2 = \frac{d\varphi_2}{d\tau} = \frac{d\varphi_2}{dh_4} \frac{dh_4}{d\tau} = \mu_{42} h'_4 \quad (\text{rrrp.11})$$

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{d^2\varphi_2}{d\tau^2} = \frac{d\left(\frac{d\varphi_2}{dh_4} \frac{dh_4}{d\tau}\right)}{d\tau} = \nu_{42} h_4'^2 + \mu_{42} h_4'' \quad (\text{rrrp.12})$$

$$\dot{\varphi}_2 = \frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{d\varphi_2}{d\tau} \frac{d\tau}{dt} = \mu_{42} h'_4 \omega \quad (\text{rrrp.13})$$

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_2 &= \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} = \frac{d\left(\frac{d\varphi_2}{d\tau} \frac{d\tau}{dt}\right)}{dt} = \frac{d\left(\frac{d\varphi_2}{dh_4} \frac{dh_4}{d\tau} \frac{d\tau}{dt}\right)}{dt} = \\ &= \nu_{42} (h'_4 \omega)^2 + \mu_{42} h_4'' \omega^2 + \mu_{42} h'_4 \frac{d^2\tau}{dt^2} \end{aligned} \quad (\text{rrrp.14})$$

Pro konstantní úhlovou rychlost virtuálního hřídele ω je $\frac{d^2\tau}{dt^2} = 0$ a tedy platí

$$\ddot{\varphi}_2 = (\nu_{42} h_4'^2 + \mu_{42} h_4'') \omega^2 \quad (\text{rrrp.15})$$

Tento stav s *konstantní úhlovou rychlostí* ω virtuálního hřídele řeší výpočetní systém *zzVxx.yy* na listech *aRRRP* a *sRRRP* zadáním konstantních otáček odpovídající veličině τ . Rovnice (rrrp.14) popisuje režim s *nekonstantní úhlovou rychlostí* ω , např. oblast náběhu virtuální osy po definované rampě.

Po dosazení do (rrrp.15) za $\frac{dh_4}{dt} = \dot{h}_4 = h'_4 \omega$ platí

$$\dot{\varphi}_2 = \frac{d\varphi_2}{dt} = \mu_{42} \dot{h}_4 \quad (\text{rrrp.16})$$

$$\ddot{\varphi}_2 = \nu_{42} \dot{h}_4^2 + \mu_{42} \ddot{h}_4 \quad (\text{rrrp.17})$$

Příslušná zdvihová závislost a převodové funkce μ_{42} a ν_{42} mechanismu *RRRP* jsou s úpravou podle [1]

$$\varphi_2 = \text{sign}(h_4) \cdot \arccos \frac{b}{\sqrt{b^2 + h_4^2}} + S_S \arccos \frac{b^2 + h_4^2 + p^2 - l^2}{2p \sqrt{b^2 + h_4^2}} \quad (\text{rrrp.18})$$

$$S_S = \text{sign}(\vec{l} \times \vec{p}) \cdot \vec{l}$$

$$\mu_{42} = \frac{d\varphi_2}{dh_4} = \frac{h_4 - p \sin \varphi_2}{p(h_4 \cos \varphi_2 - b \sin \varphi_2)} \quad (\text{rrrp.19})$$

$$\nu_{42} = \frac{d^2\varphi_2}{dh_4^2} = \frac{1 - 2\mu_{42}p \cos \varphi_2 + \mu_{42}^2 p(h_4 \sin \varphi_2 + b \cos \varphi_2)}{p(h_4 \cos \varphi_2 - b \sin \varphi_2)} \quad (\text{rrrp.20})$$

Kinetostatické řešení mechanismu RRRP

1. Metoda redukce

Pohybová rovnice s redukčním členem 2 je

$$I_{red}\ddot{\varphi}_2 + \frac{1}{2} \frac{dI_{red}}{d\varphi_2} \dot{\varphi}_2^2 = M_{red} \quad (rrrp.21)$$

I_{red} ... z kinetické energie

M_{red} ... z výkonů pracovních sil (ne setrvačných)

$$I_{red}: \quad \frac{1}{2} I_{red} \dot{\varphi}_2^2 = \frac{1}{2} I_2 \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} (m_{32} l_2^2) \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} (m_{34} + m_4) \dot{h}_4^2$$

$$I_{red} = I_2 + m_{32} l_2^2 + (m_{34} + m_4) \left(\frac{\dot{h}_4}{\dot{\varphi}_2} \right)^2 = I_2 + m_{32} l_2^2 + (m_{34} + m_4) \mu_{24}^2$$

$$\frac{dI_{red}}{d\varphi_2}: \quad \frac{dI_{red}}{d\varphi_2} = 2(m_{34} + m_4) \mu_{24} \frac{d\mu_{24}}{d\varphi_2} = 2(m_{34} + m_4) \mu_{24} v_{24}$$

$$M_{red}: \quad M_{red} \dot{\varphi}_2 = M_{H2} \dot{\varphi}_2 + M_2 \dot{\varphi}_2 + F_4 \dot{h}_4$$

$$M_{red} = M_{H2} + M_2 + M_4 \frac{\dot{h}_4}{\dot{\varphi}_2} = M_{H2} + M_2 + M_4 \mu_{24}$$

Dosazením do (rrrp.21) je pohybová rovnice „členu 2“ a hnací zrychlující moment M_{H2} (rovnice (rrrp.22)) koreluje s rovnicí (5.5) v kapitole 5)

$$[I_2 + m_{32} l_2^2 + (m_{34} + m_4) \mu_{24}^2] \ddot{\varphi}_2 + \mu_{24} v_{24} (m_{34} + m_4) \dot{\varphi}_2^2 = M_{H2} + M_2 + F_4 \mu_{24} \quad (rrrp.22)$$

$$M_{H2} = [I_2 + m_{32} l_2^2 + (m_{34} + m_4) \mu_{24}^2] \ddot{\varphi}_2 + \mu_{24} v_{24} (m_{34} + m_4) \dot{\varphi}_2^2 - M_2 - F_4 \mu_{24} \quad (rrrp.23)$$

Rozepíšeme-li rovnici (rrrp.22) a dále upravujeme, dostaneme následující vztahy

$$(I_2 + m_{32} l_2^2) \ddot{\varphi}_2 + (m_{34} + m_4) \mu_{24}^2 \ddot{\varphi}_2 + (m_{34} + m_4) \mu_{24} v_{24} \dot{\varphi}_2^2 = M_{H2} + M_2 + F_4 \mu_{24}$$

$$\mu_{24} [(m_{34} + m_4) \mu_{24} \ddot{\varphi}_2 + (m_{34} + m_4) v_{24} \dot{\varphi}_2^2]$$

$$\mu_{24} [(m_{34} + m_4) (\mu_{24} \ddot{\varphi}_2 + v_{24} \dot{\varphi}_2^2)]$$

$$\mu_{24} \ddot{\varphi}_2 + v_{24} \dot{\varphi}_2^2 = \ddot{h}_4$$

$$(I_2 + m_{32} l_2^2) \ddot{\varphi}_2 + (m_{34} + m_4) \mu_{24} \ddot{h}_4 = M_{H2} + M_2 + F_4 \mu_{24}$$

$$(m_{34} + m_4) \ddot{h}_4 = \frac{1}{\mu_{24}} [M_{H2} + M_2 - (I_2 + m_{32} l_2^2) \ddot{\varphi}_2] + F_4 \quad (rrrp.24)$$

Rovnice (rrrp.24) je pohybová rovnice uvolněného členu 4 s $F_{H4} = (m_{34} + m_4) \ddot{h}_4$.

2. Metoda: Suma virtuálních výkonů pracovních a setrvačných sil se rovná nule

Z virtuálních výkonů vyplývá

$$\begin{aligned} M_{H2}\dot{\varphi}_2 - (I_2 + m_{32}l_2^2)\ddot{\varphi}_2\dot{\varphi}_2 - (m_{34} + m_4)\ddot{h}_4\dot{h}_4 + M_2\dot{\varphi}_2 + F_4\dot{h}_4 &= 0 \\ M_{H2} - (I_2 + m_{32}l_2^2)\ddot{\varphi}_2 - (m_{34} + m_4)\ddot{h}_4\frac{\dot{h}_4}{\dot{\varphi}_2} + M_2 + F_4\frac{\dot{h}_4}{\dot{\varphi}_2} &= 0 \end{aligned} \quad (\text{rrrp.25})$$

Podle (rrrp.6) je $\frac{\dot{h}_4}{\dot{\varphi}_2} = \mu_{24}$ a po dosazení do (rrrp.25) je

$$M_{H2} - (I_2 + m_{32}l_2^2)\ddot{\varphi}_2 - (m_{34} + m_4)\ddot{h}_4\mu_{24} + M_2 + F_4\mu_{24} = 0 \quad (\text{rrrp.26})$$

Po dosazení za \ddot{h}_4 podle (rrrp.7) a úpravě dostaneme tvar pohybové rovnice stejný jako (rrrp.22).

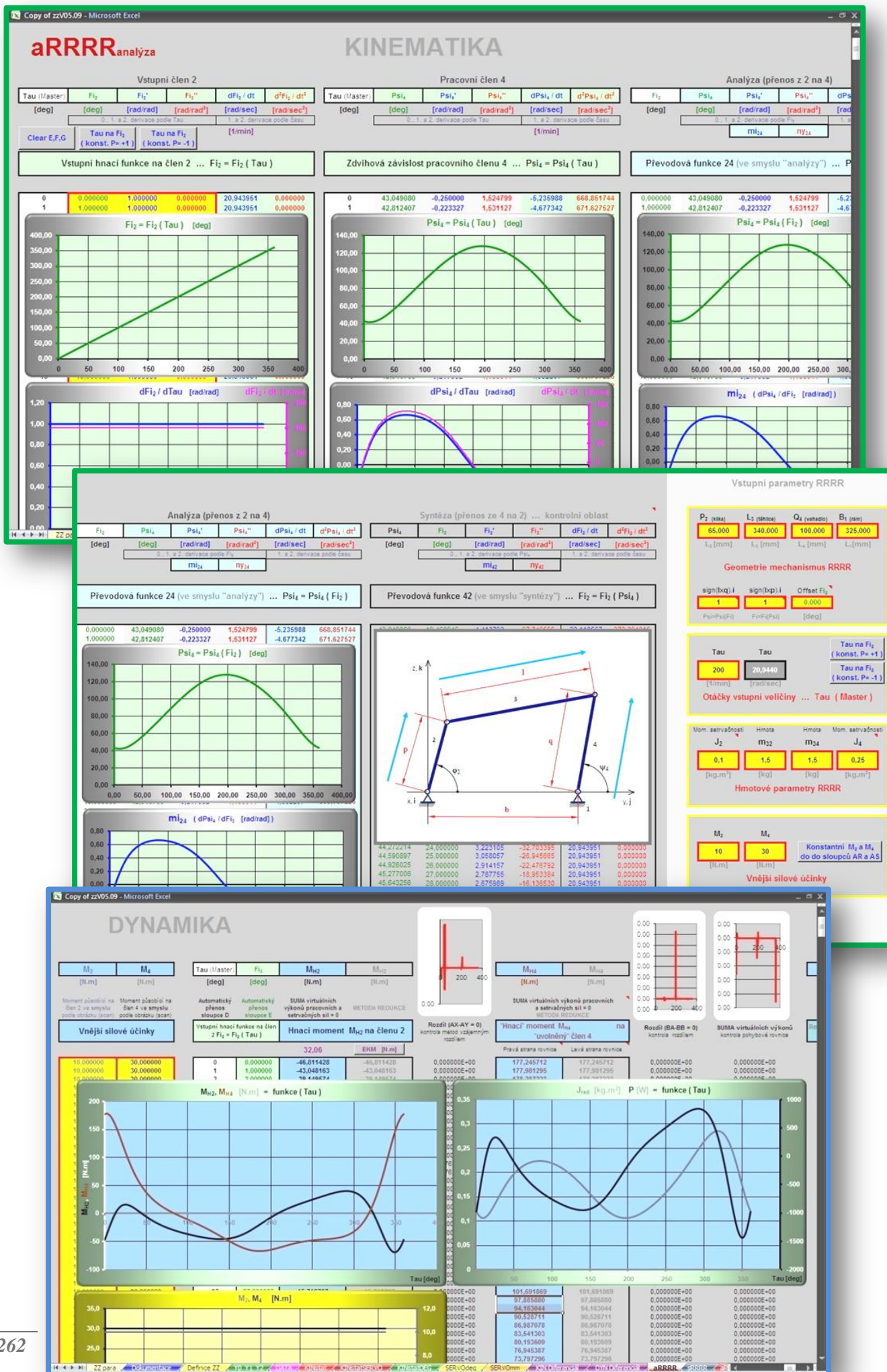
Upravíme-li rovnici (rrrp.26) do tvaru

$$(m_{34} + m_4)\ddot{h}_4 = \frac{1}{\mu_{24}} [M_{H2} + M_2 - (I_2 + m_{32}l_2^2)\ddot{\varphi}_2] + F_4 \quad (\text{rrrp.27})$$

pak (rrrp.27) je stejná rovnice jako (rrrp.24) a jde o pohybovou rovnici uvolněného členu **4** s $F_{H4} = (m_{34} + m_4)\ddot{h}_4$.

Odvozených vztahů je použito ke kinetostatickému výpočtu na listech *aRRRP* a *sRRRP* výpočetního systému *zzVxx.yy*. S výhodou se na listech použije možnosti naprogramování výpočtu metodou maticových vzorců. Podle analýzy nebo syntézy jsou definovány zdvihové závislosti členu **2** nebo členu **4** jako funkce natočení τ virtuálního hřídele. Podle úlohy analýzy nebo syntézy jsou vypočteny převodové funkce na základě geometrie mechanismu. Podle otáček virtuálního hřídele je okamžitě proveden kinetostatický výpočet. Výsledné zdvihové závislosti a ekvivalentní silové účinky tohoto subsystému mohou být dále zpracovány podle popisu kapitoly 2.

Na následující straně je pro ilustraci výpočet analýzy mechanismu *RRRR* (čtyřkloubový) programem na listě *aRRRR*. První dva výřezy jsou z oblasti výpočtu kinematických veličin se zadávacími poli, která jsou žlutě podbarvená. V modře orámovaném obrázku je výřez pole kinetostatického řešení.



Dodatek V ... Ladder program MFCE a CAM_VI

1.
Výpis *Ladder* programu šablony uživatelské funkce ***MFCE***

2.
Výpis *Ladder* programu uživatelské funkce ***CAM_VI***

P00001 MFCE : Sablona funkce

MFCE: Sablona funkce s testovacími rungy

Sablona obecné funkce s testovacími rungy
Testovací >*** EXPRESSION< ... v aplikaci je možno odstranit
(vstupní adresa WORK1R pak není využita a není možno monitorovat průchody funkcí)
Podle potřeb lze některé řídící struktury odstranit

Ridici struktury:
1 ... 1.1 - 1.2 - 1.3 - 1.4 (F1 - F2) - 1.5
2 ... 2.1 - 2.2 - 2.3

1 + 2

IF (oblast 1) ... ELSE (oblast 2)

IF

XB000000

0000
0000
NL-1

1 CINNOST FCE: vstuf [ON-OFF] = ON

PRVNI SCAN (po vstopu ON)

ON/OFF PLS
VAR_pomPLS

1. scan ON (in ON)
VAR_1scanON_ON

0001
0001
NL-2

1.1 + 1.2

IF (oblast 1.1) ... ELSE (oblast 1.2)

IF

VAR_1scanON_ON

0002
0004
NL-2

1.1 EXECUTION CONDITIONS (+ jine akce) PLATNE V PRVNIM SCANU CINNOSTI FCE => VAR_flag1scan

*** Testovací rung oblasti 1.1 (AB000000)

EXPRESSION
VAR_test11 = 1

0003
0005
NL-3

flag1scan

Always ON
OnCoil

Execution Conditions v 1.scan
VAR_flag1scan

0004
0006
NL-3

KONEC 1.1

oblast 1.2

```

ELSE

```

0005
0008
NL-2

1.2 EXECUTION CONDITIONS (+ jine akce) PLATNE V DALSICH SCANECH CINNOSTI FCE => VAR_flagNscan

*** Testovací rung oblasti 1.2 (AB000001)

EXPRESSION
VAR_test12 = 1

0006
0009
NL-3

flagNscan

Always ON
OnCoil

Execution Conditions v dalsich N-scanech
VAR_flagNscan

0007
0010
NL-3

KONEC 1.2

END IF

END IF

0008
0012
NL-2

KONEC 1.1 + 1.2
 ooo

1.3 EXECUTION CONDITIONS (+ jine akce) PLATNE V KAZDEM SCANU CINNOSTI FCE => VAR_flag

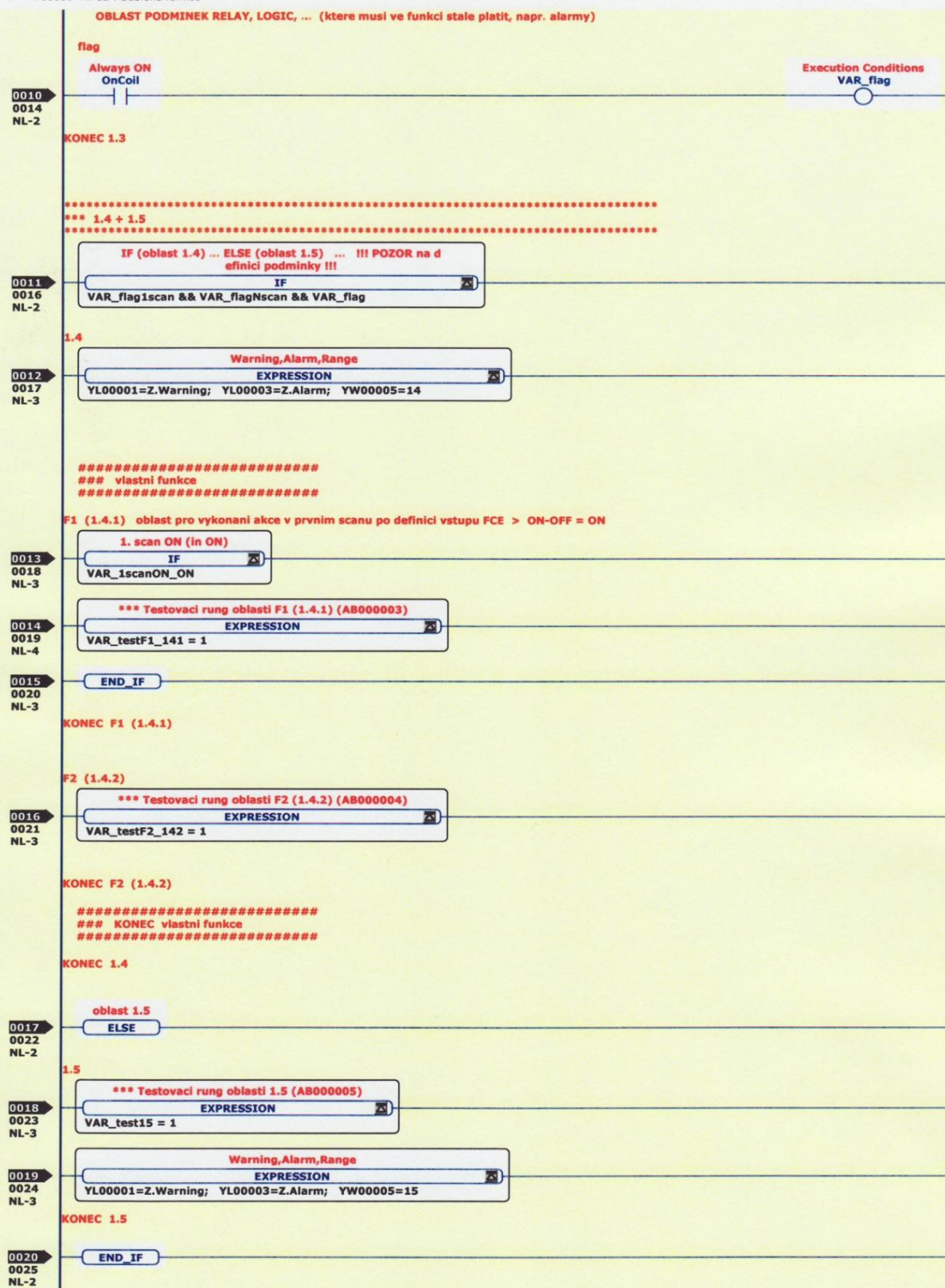
*** Testovací rung oblasti 1.3 (AB000002)

EXPRESSION
VAR_test13 = 1

0009
0013
NL-2

			MFCE : Šablona funkce	P00001
--	--	--	-----------------------	--------

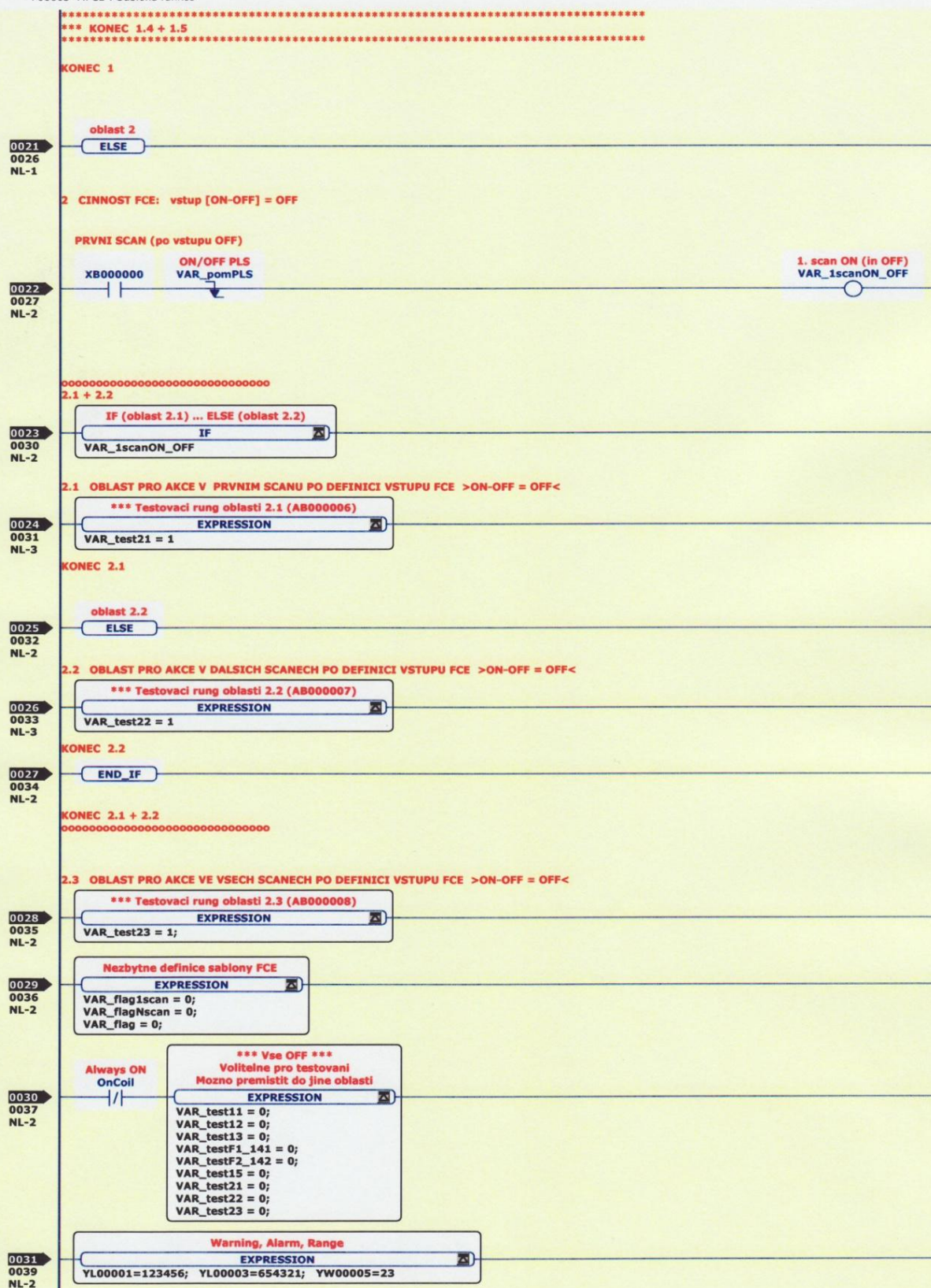
P00002 MFCE : Sablona funkce



MFCE : Sablona funkce

P00002

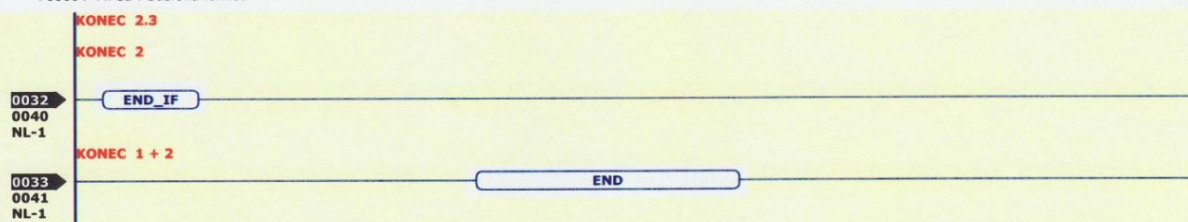
P00003 MFCE : Sablona funkce



MFCE : Sablona funkce

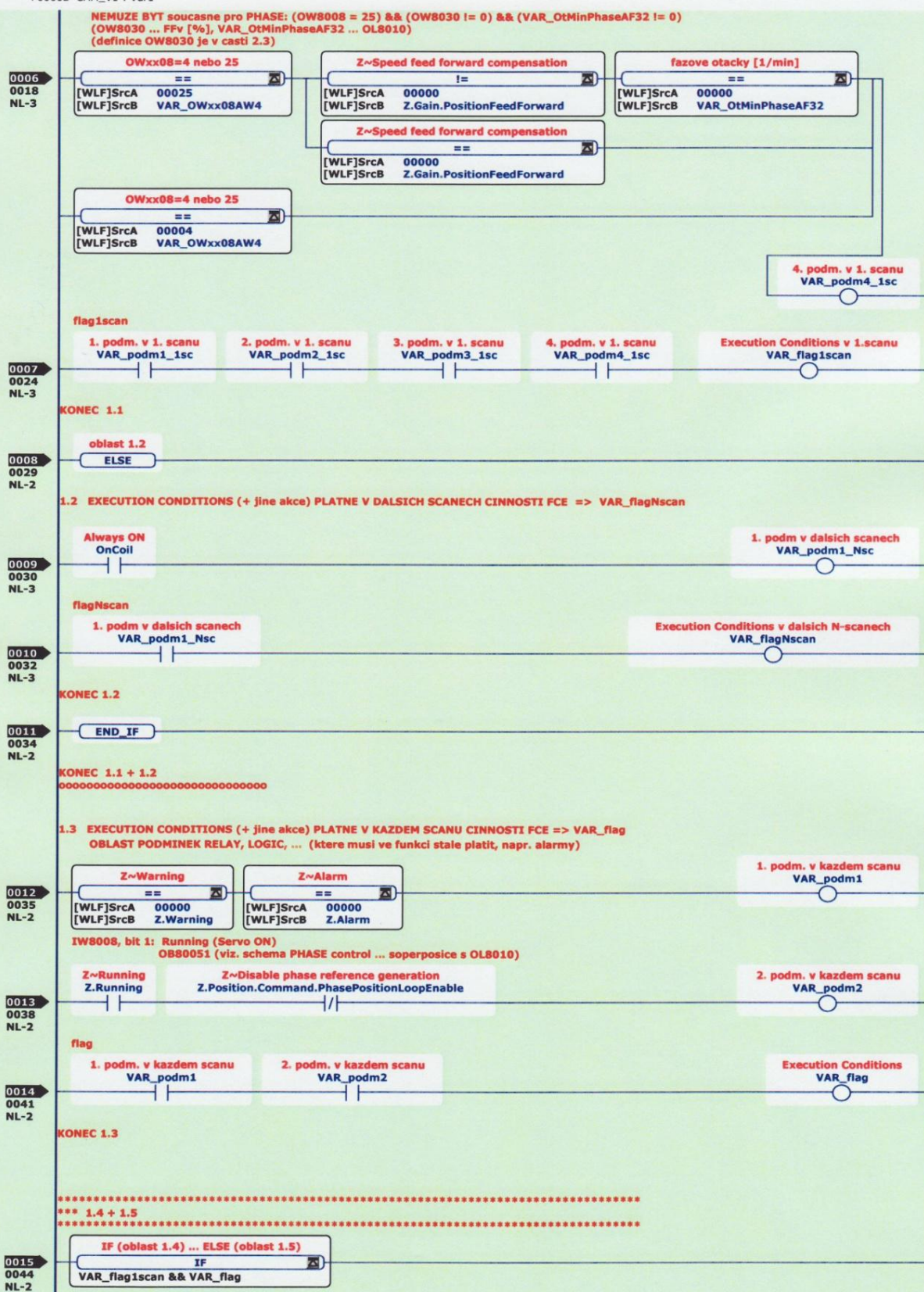
P00003

P00004 MFCE : Sablona funkce



			MFCE : Sablona funkce	P00004
--	--	--	-----------------------	--------

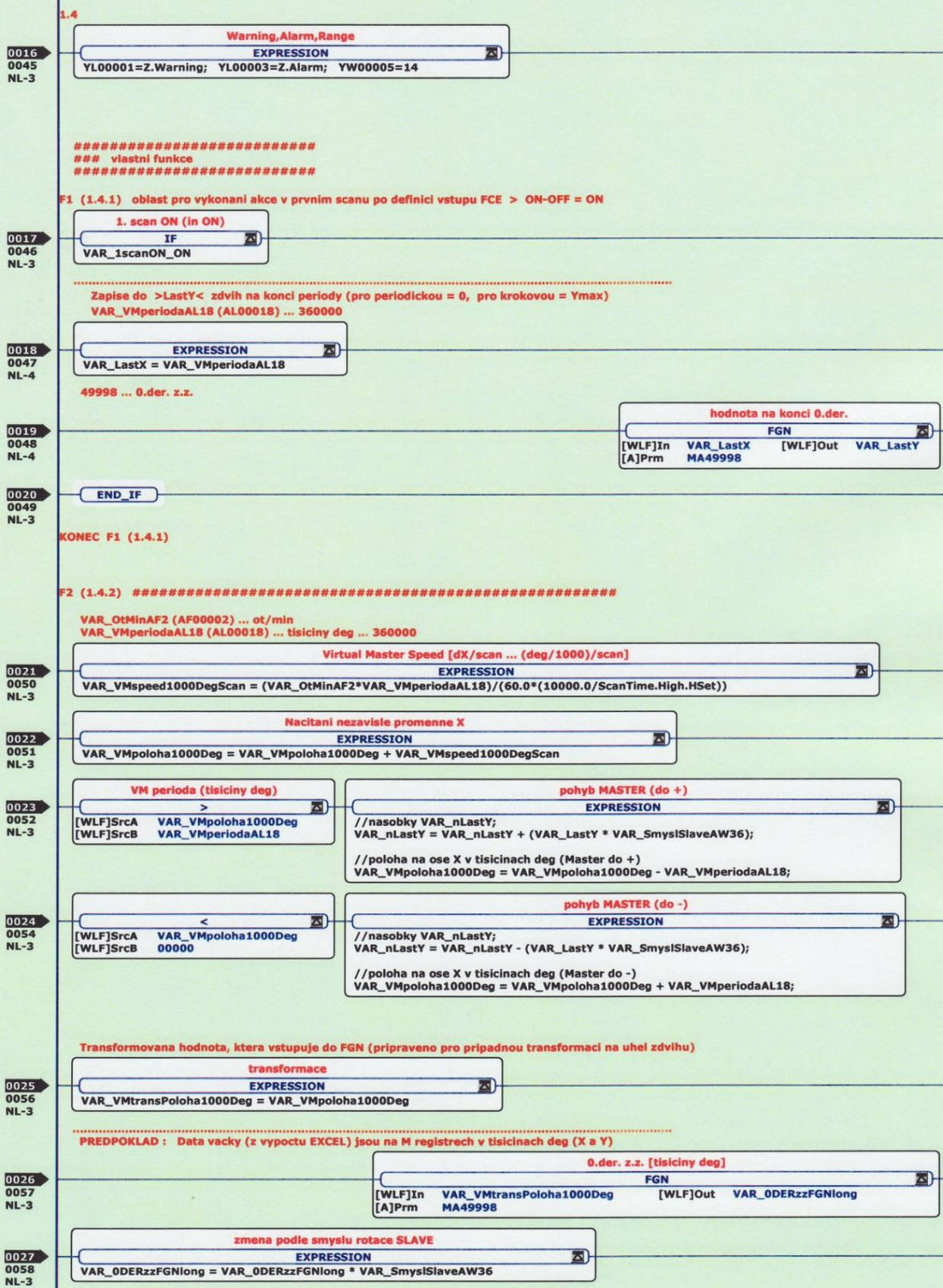
P00002 CAM_V1 : Var1



CAM_V1 : Var1

P00002

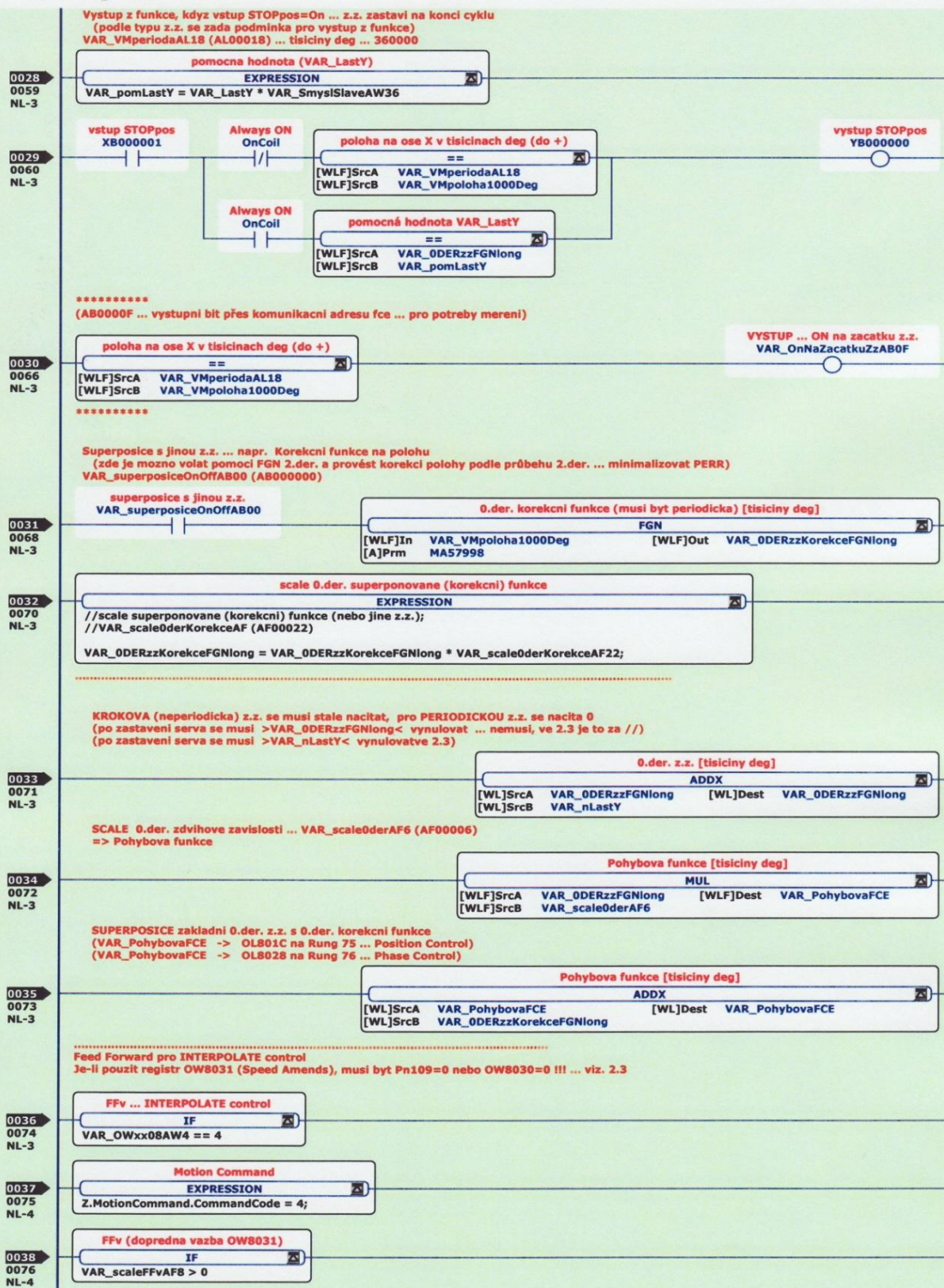
P00003 CAM_V1 : Var1



CAM_V1 : Var1

P00003

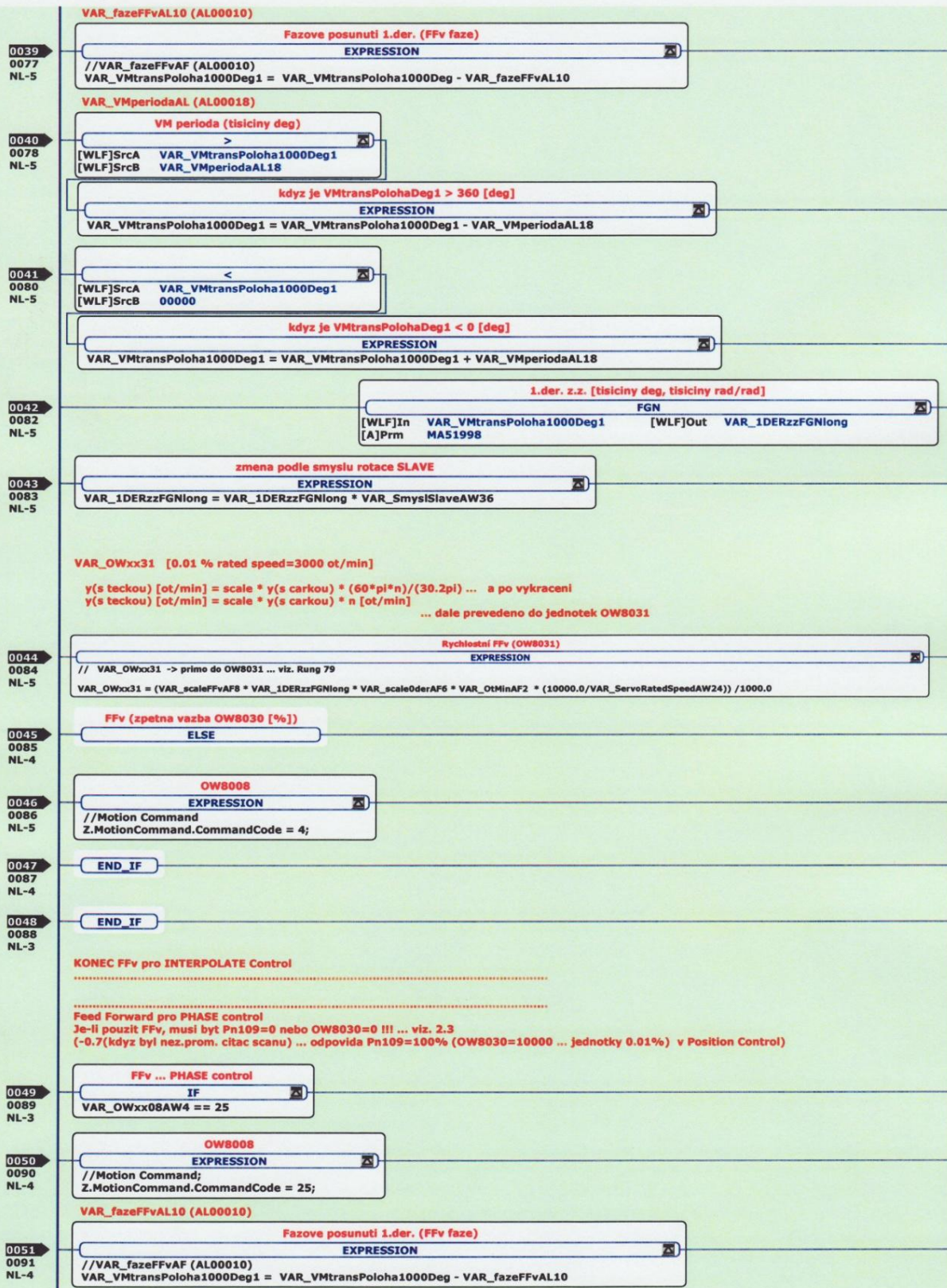
P00004 CAM_V1 : Var1



CAM_V1 : Var1

P00004

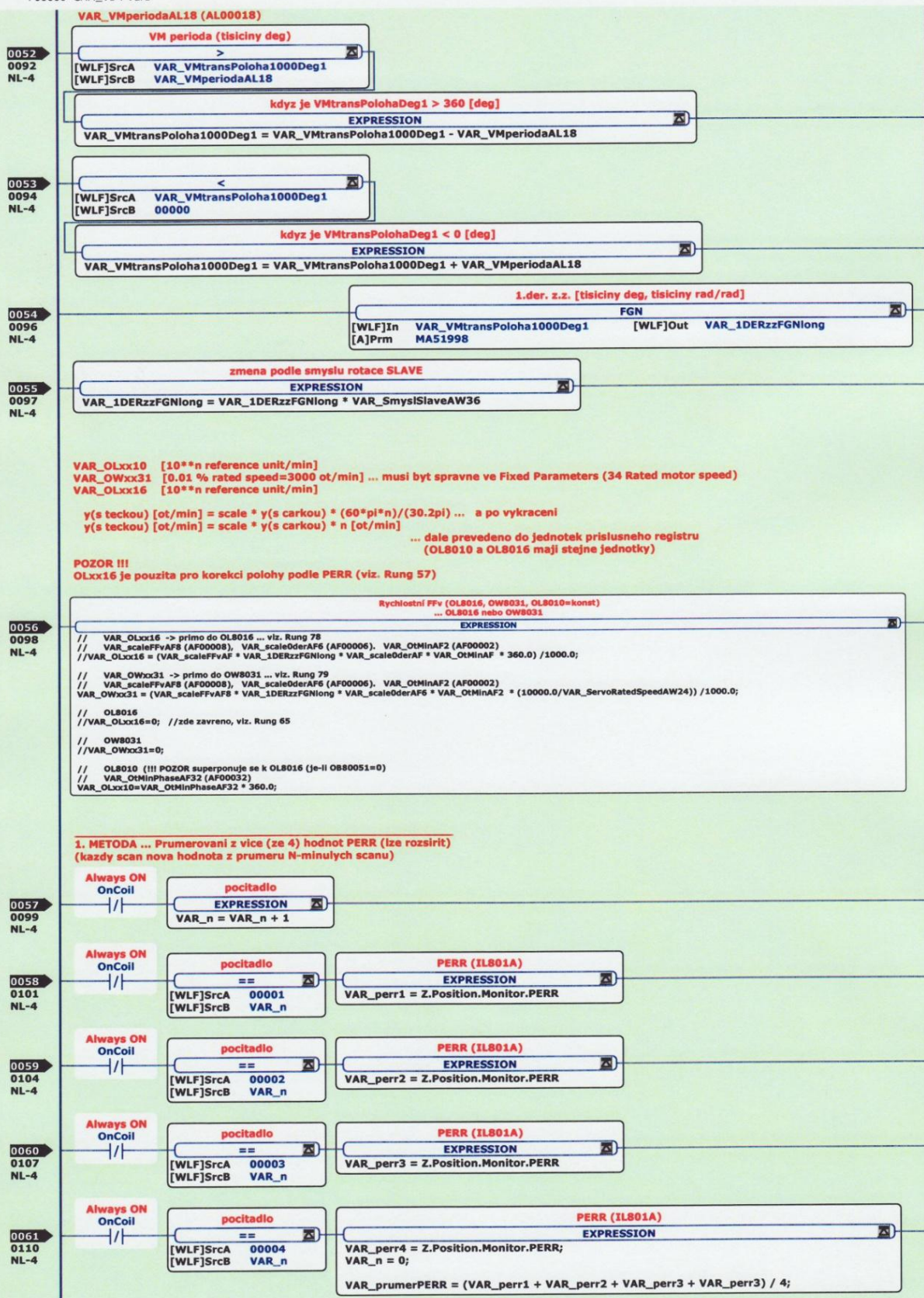
P00005 CAM_V1 : Var1



CAM_V1 : Var1

P00005

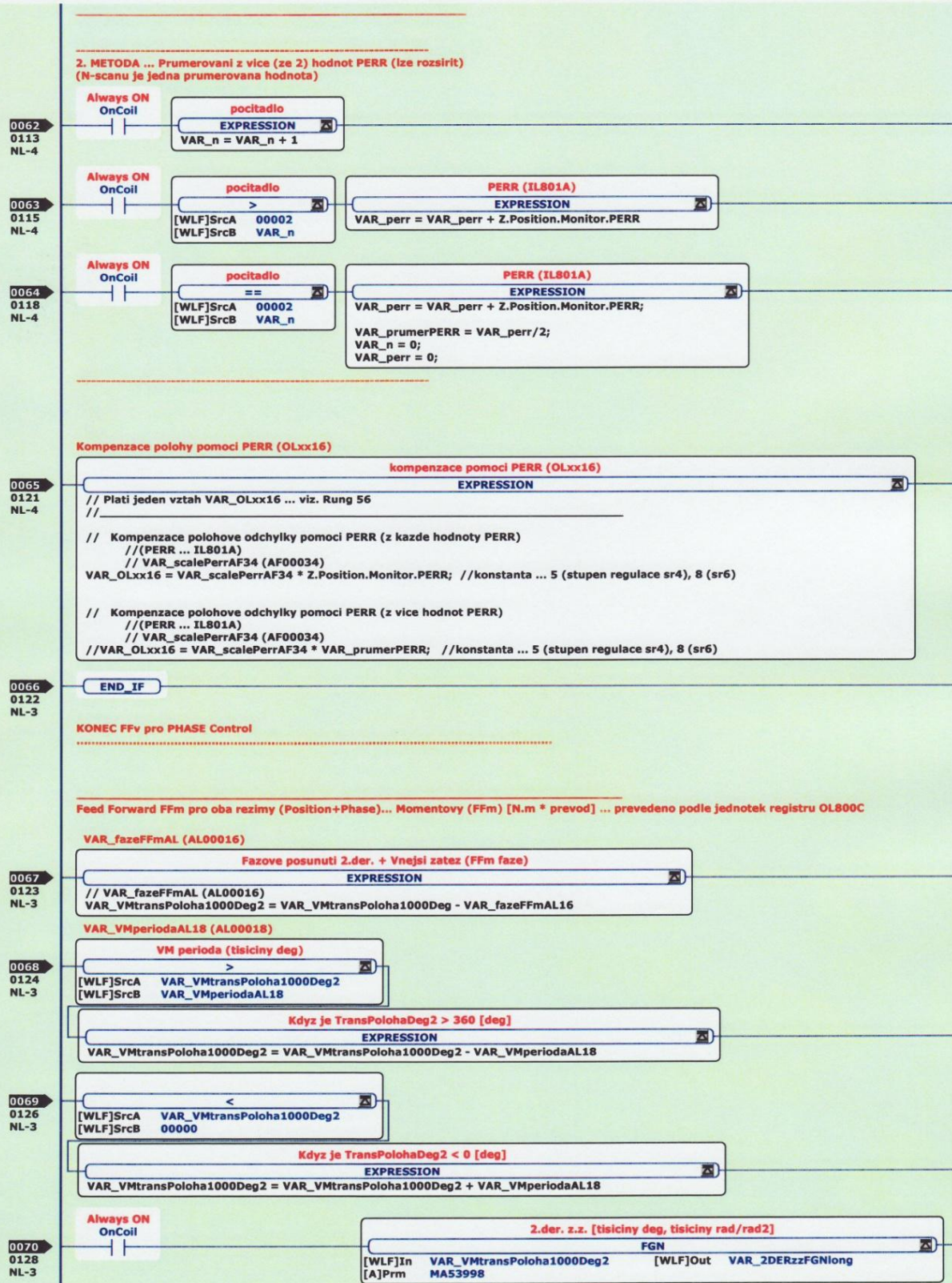
P00006 CAM_V1 : Var1



CAM_V1 : Var1

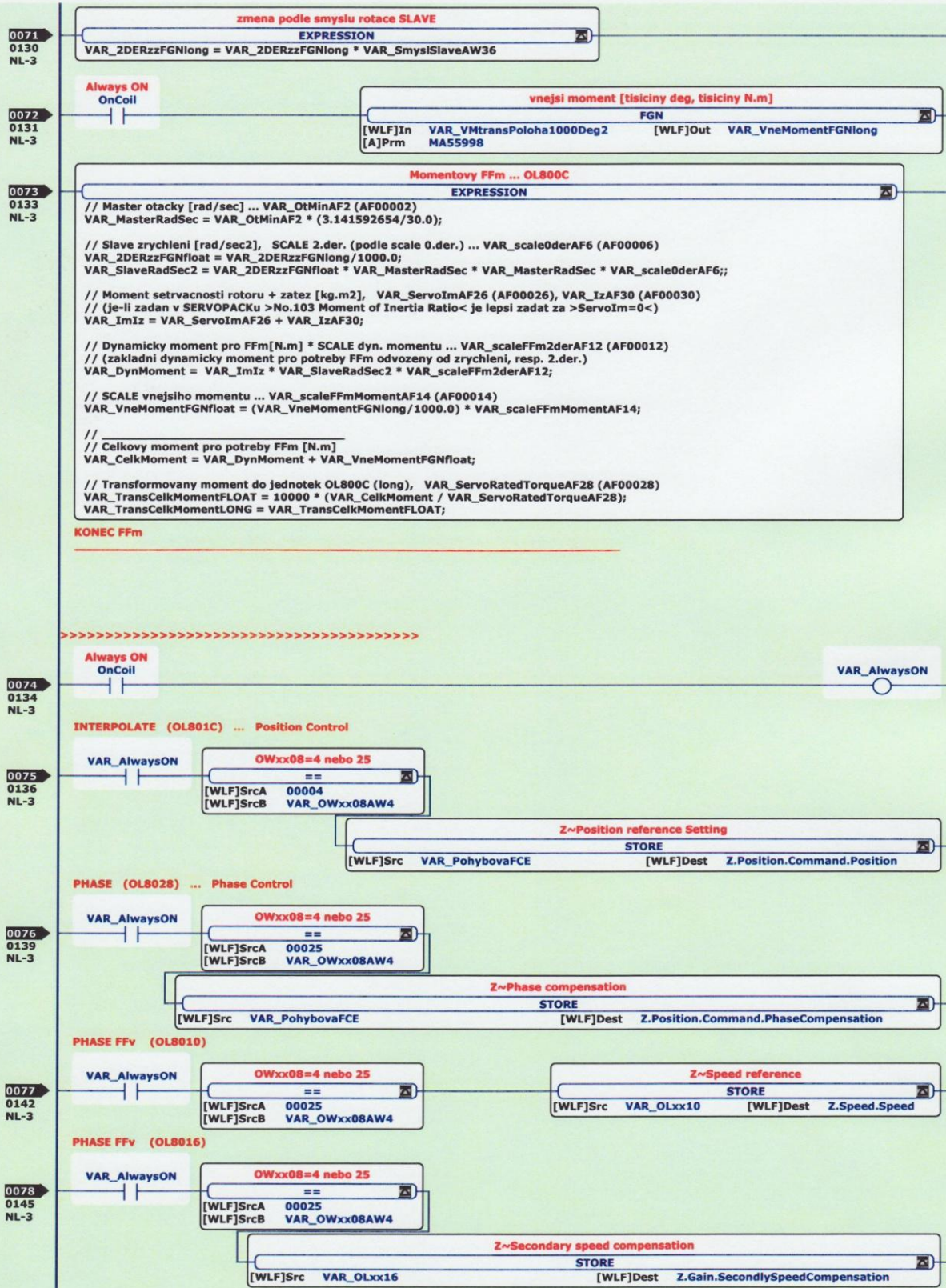
P00006

P00007 CAM_V1 : Var1



		CAM_V1 : Var1	P00007
--	--	---------------	--------

P00008 CAM_V1 : Var1



CAM_V1 : Var1

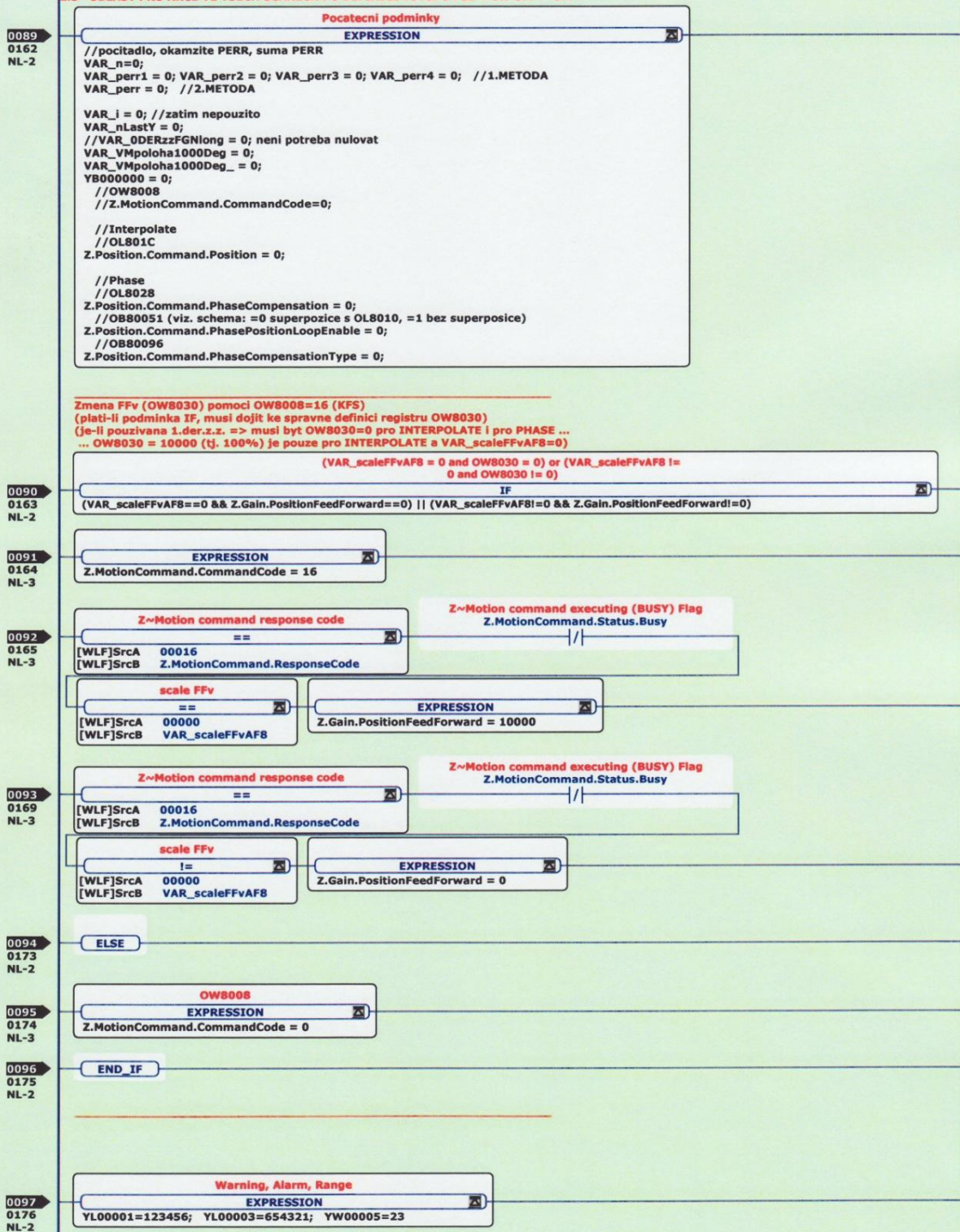
P00008



P00010 CAM_V1 : Var1

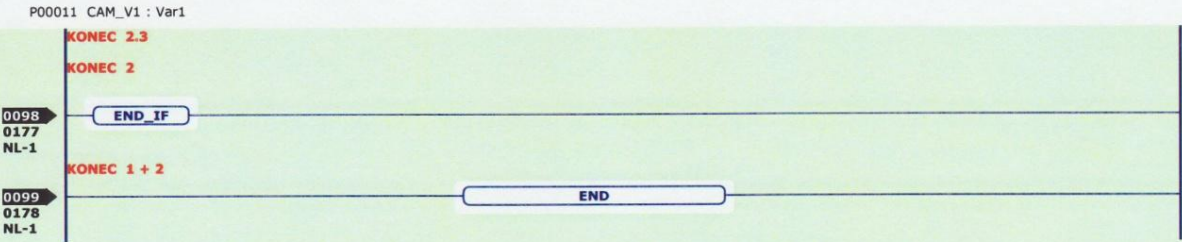
KONEC 2.1 + 2.2
 00000000000000000000000000000000

2.3 OBLAST PRO AKCE VE VSECH SCANECH PO DEFINICI VSTUPU FCE >ON-OFF = OFF<



CAM_V1 : Var1

P00010



			CAM_V1 : Var1	P00011
--	--	--	---------------	--------



Název disertační práce: Metodika aplikací elektronických vaček v pohonech pracovních členů mechanismů výrobních strojů

Autor: Ing. Petr Jirásko

Studijní program: P 2612 Elektrotechnika a informatika

Studijní obor: 2612V045 Technická kybernetika

Tematický okruh: Řízení výrobních strojů, aplikace moderních mechatronických prostředků a pokročilých technologických postupů

Pracoviště: Ústav mechatroniky a technické informatiky
Fakulta mechatroniky, informatiky
a mezioborových inženýrských studií
Technická univerzita v Liberci

Školitel: Doc. Ing. Pavel Rydlo, Ph.D.

Sazba: Microsoft Office 2007

Vydání: První

Náklad: 5 výtisků

© Ing. Petr Jirásko, 2010